Matem.

PRZEGLĄD TECHNICZNY

PISMO MIESIĘCZNE

POŚWIĘCONE SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

LISTOPAD i GRUDZIEŃ. ZESZYT XI i XII. — ROK VII. 1881.

TREŚĆ.

Stron.

— **S. SCIPIO.** Koleje żelazne wąskotorowe systemu *Décauville'a* (Porteur *Décauville*) 81
— **Z. DĄBROWSKI.** O cukrowniach rolniczych 85
— **F. KUESTER.** Zużycie pary w cukrowniach 87
— **A. SĘKOWSKI.** Maszyny obrotowe systemu *Sękowskiego* (dokończenie) 89
— **A. GRAFF.** O regulatorach (dokończenie) 97
— **Z. KIŚLAŃSKI.** Główna stacya tramwayów w Warszawie 104
— **W. RUDNICKI.** Jeszcze o brukach warszawskich 105

Krytyka i bibliografia. Sprawozdanie z czasopism cukrowniczych, za drugi kwartał r. b. przez *Stanisława Roszkowskiego*, str. 108 — Nowe książki: Francuskie za wrzesień i październik, Niemieckie za październik. str. 109.

Kronika bieżaca. W kwestyi wiecu techników polskich, str. 110. — Uwagi komitetu techniczno-budowlanego nad projektami *inż. Lindley'a* str. 111. — Odnowienie zamku na Wawelu, str. 112.

Nekrologia. *Józef Kwiatkowski*, budowniczy, str. 112.

Od Redakcyi. W sprawie słownika technicznego, str. 112.

Dziewięć tablic rysunków (XVI, XVII i XVIII. Maszyny obrotowe, systemu *Sękowskiego*. XIX i XX. Koleje żelazne wąskotorowe (porteur *Décauville*). XXI i XXII. Regulatory. XXIII i XXIV. Główna stacya tramwayów w Warszawie).

WARUNKI PRZEDPŁATY.

W Warszawie:		*Z przesyłką pocztową:*	
Rocznie	Rs. 10.	Rocznie	Rs. 12.
Półrocznie	„ 5.	Półrocznie	„ 6.

Zapisywać się można w Redakcyi i we wszystkich księgarniach krajowych.
Skład główny dla Cesarstwa w księgarniach *M. B. Wolffa* w Petersburgu i Moskwie.

Adres Redakcyi:

Warszawa, ulica Złota Nr. 28ᶜ.

Rękopisma i rysunki nadsyłane być mogą także pod adresem Redaktora: w Warszawie, ulica Senatorska № 24.

Дозволено Цензурою. Варшава. 23 Ноября 1881 г.

Warszawa. Druk A. Ginsa. Nowozielna № 37.

KOLEJE ŻELAZNE WĄSKOTOROWE

systemu **Décauville'a.**

(Porteur Décauville.)

(Tabl. XIX i XX).

Kwestyą transportu towarów lub materyałów, na dalekie przestrzenie, możemy dzisiaj uważać jako już roztrzygniętą—i wątpić należy, czy przyszłość przyniesie nam pod tym względem jakie wielkie niespodzianki. Żegluga parowa na wodach, drogi żelazne na stałym lądzie, czynią zadość wszystkim wymaganiom. Rozumie się, że tak w systemie żeglugi, jak i w dziedzinie dróg żelaznych, należy codziennie oczekiwać pewnych uproszczeń i udoskonalenia istniejących przyrządów, — radykalnych jednak zmian spodziewać się trudno.

Starania zatem ludzi fachowych, zajmujących się sprawą komunikacyi, musiały zwrócić się w inną stronę—i wypadało im pomyśleć o udoskonaleniu srodków transportu na małe odległości, ułatwienie którego tak ważną odgrywa rolę w gospodarstwie, w fabrykach i przy prowadzeniu większych inżynierskich robót. Rolnicy i przemysłowcy nie mogą podług upodobania podnosić ceny swoich wytworów, muszą się w tej mierze zawsze rachować z ilością zapotrzebowań i z konkurencyą. Jak najtańsza produkcya powinna być zatem celem zabiegów tak jednych jak i drugich, a wiadomem jest ile to sił, a w skutek tego i kapitałów, marnuje się, tak w rolnictwie jak i w fabrykach, na przenoszenie przedmiotów z miejsca na miejsce, na sprzęt płodów rolnych z pola, lub dostawienie materyałów surowych na miejsce przeróbki.

Dla zmniejszenia kosztów przewozu i ułatwienia takowego, już w niektórych większych gospodarstwach i w wielu fabrykach zaczęto używać elewatorów, to jest zawieszonych na słupach dróg drutowych, po których przebiegają wózki lub kosze na kółkach—albo też posiłkowano się zwyczajnemi drogami żelaznemi. Pierwsze są dosyć kosztowne i łatwo ulegają zepsuciu, drugie oprócz wygórowanej ceny, przedstawiają jeszcze tę niedogodność, iż dla rozwinięcia się wymagają znacznej przestrzeni, którą w fabrykach — zwłaszcza w bliskości wielkich miast — tak oszczędzać wypada. Proste linie można jeszcze bez wielkich trudności ułożyć, ostre zwroty są niemożebne, stąd konieczność używania drogich przyrządów, jak tarcze obrotowe, wózki ruchome i t. p., które nietylko że drogo kosztują, ale dla ustawienia potrzebują specyalnych majstrów, wymagają przytem starannego utrzymania i częstych reperacyj, nie zawsze łatwych do wykonania w fabrykach, oddalonych od większych miast. Wreszcie zwyczajne drogi żelazne składają się jak wiemy z szyn żelaznych lub stalowych, umocowanych na drewnianych podkładach—a te ostatnie często gniją, zwłaszcza jeżeli nie spoczywają na dobrym balaście i czynią tym sposobem utrzymywanie w porządku dróg fabrycznych bardzo kosztownem.

Z powyższego wynika, że aby droga żelazna mogła być z korzyścią zastosowana, czy to w fabrykach, czy w rolnictwie, czy przy wyzysku lasów, powinna być przedewszystkiem nie kosztowna, tak pod względem budowy jako też i utrzymania, nadto: lekka, łatwo przenośna, dająca się układać nawet przez zwyczajnych robotników, naginająca się w razie potrzeby do ostrych łuków—i wszystkie części w skład jej wchodzące powinny być bardzo proste, łatwo dające się naprawiać i wyłącznie metaliczne.

Powyższe zadanie zostało bardzo szczęśliwie rozwiązane przez francuskiego inżyniera, który swojemu systemowi kolei żelaznych nadał od swego nazwiska specyalną nazwę: *porteur Décauville*. Nowa ta wąskotorowa kolej, różni się od innych dróg żelaznych przedewszystkiem tem, że szyny stanowią wraz z podkładami jedną nierozdzielną całość, to jest że droga składa się z przęseł w rodzaju drabinek, długości od 1,25 m. do 5 m. (fig. 1 tabl. XIX). Szyny są bardzo małego kalibru, jakby miniaturą zwykłych szyn na kolejach używanych; nadano im tylko o ile możności szeroką podstawę, dla powiększenia wytrzymałości i zapewnienia drodze lepszej równowagi. Trzy są zwykle używane na drogach tego systemu profile szyn, które podajemy w naturalnej wielkości na fig. 2, 3 i 4. Szyny te ważą 4,5 — 7 i 9,5 kgr. na 1 m. bież. Typ pierwszy, najlżejszy i o najmniejszym profilu, jest najczęściej używany w gospodarstwie rolnem, do rozwożenia nawozu i sprzętu płodów rolniczych a zwłaszcza buraków. Szyny powyższego typu wytrzymują ciśnienie normalne 1 000 kgr. na oś wagonu, w praktyce jednak nie można obciążać osi więcej jak 500 kgr., z powodu nierówności gruntu, na którym droga bywa ułożoną.

Szerokość toru bywa rozmaita, stosownie do przeznaczenia drogi. Najczęściej używane są szerokości 40, 50 lub 60 centymetrów. Szerokość 40 cm. powinna być wyłącznie przyjętą dla linij często przenoszonych z miejsca na miejsce. Przęsło długości 5 m. nie waży więcej jak 50 kgr., może zatem być bez trudności przenoszone przez robotnika średniej siły, który stając w pośrodku owej drabinki, obydwiema rękami chwyta za szyny. Tor 40 cm. szerokości, wytrzymuje to samo ciśnienie, co i inne tory szersze, a oprócz łatwości w przewożeniu przedstawia jeszcze tę dogodność, iż się daje łatwiej naginać w ostrych łukach.

Tory 50 i 60 cm. szerokości, znajdują zastosowanie w tych razach, gdy natura przewożonych przedmiotów wymaga większych wagonów. Są one jednak trudniejsze do przenoszenia i powinny być używane tylko dla dróg mających dłuższy czas pozostawać na jednem i tem samem miejscu.

Linie, szersze od powyżej przytoczonych, używane są tylko wyjątkowo, dla dopełnienia sieci dróg fabrycznych już istniejących i wyrabiane są tylko na obstalunek.

Każda para szyn jest przymocowaną do podkładów żelaznych, które dawniej wyrabiano z żelaza płaskiego, ale że się takowe w użyciu wyginały, przeto zastąpiono je innemi, stalowemi, kształtu takiego jak przedstawiony na fig. 5 w planie i przekroju.

Podkłady są rozmieszczone w każdem przęśle, w odległości jeden od drugiego: 1 m. lub 1,25 m.

Cały tor zatem spoczywa na gruncie za pośrednictwem szerokiej podstawy szyn i tychże poprzecznych podkładów. Podstawa zatem toru jest dosyć szeroką, ciśnienie rozkłada się równomiernie na znaczną powierzchnię, cały system utrzymuje się na powierzchni gruntu, nie zagłębiając się nawet w gruntach rozmoczonych deszczem. W razie zaś jeżeli trzeba przechodzić przez miejscowości bagniste lub moczary, to można nadać torowi jeszcze szerszą podstawę, umocowując przęsła na deskach za pomocą śrub, dla których są zawczasu w podkładach przygotowane otwory. Tym samym sposobem przytwierdza się tor do belek na mostach.

Dla położenia drogi w pewnej miejscowości, dosyć jest splantować cokolwiek grunt w danym kierunku — i przęsła kładzie się jedne za drugiemi, dobierając długości ich stosownie do tego, czy linia jest prostą, czy też krzywą. Linie krzywe o większych promieniach mogą być układane z przęseł prostych mniejszych długości, — dla małych promieni używa się przęseł odpowiednio wygiętych (fig. 6 i 7). Minimum promienia dochodzi nawet do 2 m. w niektórych wyjątkowych razach, chcąc jednak po takiej krzywej przeprowadzić wagon, wypada najprzód wysmarować tłustością zewnętrzną szynę łuku. Promienie tak małe używane są bardzo rzadko. W zwykłych wypadkach minimum promienia wynosi 6 m., gdy wagony mają być pchane pojedyńczo ręką ludzką—i 8 m. dla kilku wagonów ciągnionych siłą koni. Minimum takie odpowiada wszelkim wymaganiom.

Przy układaniu toru przęsła łączą się ze sobą w ten sposób, że do jednego końca (1) szyn przymocowaną jest lasza, która zachodzi pod główkę szyny następnego przęsła, w końcu (2). Tak szyna w końcu (2), jak i lasza przymocowana do końca (1), mają odpowiadające sobie otwory, dla umieszczenia śrub. Ale przęsła przymocowują się jedne do drugich za pomocą tych śrub tylko w krzywych o małym promieniu i na drogach stałych; — na przenośnych zaś oraz

na liniach prostych lub krzywych o wielkich promieniach podobne przymocowywanie jest zbytecznem.

Jeżeli przy układaniu torów w krzywych, zdarzy się ee wypadają przy sobie dwa końce jednego rodzaju, to jest dwa końce (1) lub dwa końce (2), to pomiędzy nimi wypada umieścić specyalnie na ten wypadek przyrządzony kawałek toru, długości 25 cm., przedstawiony na fig. 8 i 9.

Przejście z jednego toru na drugi uskutecznia się za pomocą zwrotnic, składających się z igły, t. j. zwyczajnej ruchomej szyny (fig. 10) i krzyżownicy (fig. 11) o promieniu 4,6, lub 8 m. Do każdej krzyżownicy powinny być zastosowane dwa systemy igieł o końcach (1) i (2). Igły poruszają się bardzo elementarnym sposobem, przez proste uderzenie nogą.

Dla każdego z trzech powyżej wskazanych promieni są zastosowane cztery typy krzyżownic: 1) dla dwóch dróg rozchodzących się na prawo i na lewo (fig. 11), 2) dla drogi prostej i krzywej odchodzącej na prawo (fig. 12), 3) dla linii prostej i dla krzywej odchodzącej na lewo (fig. 13), 4) dla trzech dróg, t. j. dla prostej i dla dwóch krzywych rozchodzących się w przeciwnych kierunkach (fig. 14).

Na drogach stałych, zamiast szyny ruchomej, lepiej jest używać systemu igieł stałych (fig. 15 i 16), na które robotnik sam kieruje wagon, stosownie do przeznaczenia. Mogą być również w razie żądania i potrzeby używane i igły spiczaste, tak jak na większych kolejach żelaznych (fig. 17) albo też poruszane za pomocą drągów (fig. 18 i 19). Te ostatnie wypada używać na drogach, po których chodzą parowozy.

Dla przeprowadzenia wagonów z linii stałej, na linie boczne przenośne, położone na prawo lub na lewo linii stałej, może też służyć specyalny przyrząd, który *p. Décauville* nazwał „wykolejaczem“ (dérailleur) (fig. 20 i 21). Przyrząd ten składa się z dwóch szyn połączonych ze sobą żelaznymi podkładami. Szyny te w jednym końcu zachowują całkowity swoj profil, a dalej są scheblowane tak że się coraz bardziej zmniejszają i kończą prawie ostremi krawędziami. Dla przeprowadzenia wagonu z linii stałej na boczną, przyrząd ustawia się w ten sposób, że ostre krawędzie scheblowanych szyn, umieszcza się na szynach drogi stałej, drugim zaś końcem o całkowitym profilu szyny przyrządu dotykają szyn linii bocznej. Wagony pchane po szynach przyrządu z łatwością przechodzą z jednej linii na drugą.

Jeżeli tory przecinają się pod kątem prostym, lub kątami ostrymi a miejscowość nie dozwala połączyć ich łukiem, to przeprowadzenie wagonów z jednego toru na drugi odbywa się za pomocą tarcz obrotowych, których *p. Décauville* wyrabia kilka rodzajów, a mianowicie przenośne dla dróg przenośnych i stałe dla dróg stałych. Pierwsze (fig. 22 i 23) składają się z dwóch płyt, umieszczonych jedna nad drugą. Dolna zrobiona jest z żelaza walcowanego i w środku zaopatrzona w czop, około którego odbywa się obrót tarczy, a po bokach w haki, służące do zatrzymywania tarczy, oraz w szyny wjazdowe. Pod tarczą ośm prętów z półokrągłego żelaza zastępują wałki lub koła, za pośrednictwem których tarcza się obraca; — górna płyta czyli tarcza jest z żelaza lanego i obraca się około środkowego czopa. Pierścień umieszczony w pośrodku tarczy służy do podnoszenia wierzchniej płyty i zarazem zatyka jak korek czop, wyjmuje się zaś tylko gdy tenże nasmarować wypada. Tory przecinają się na tarczy pod kątem prostym, a szyny wjazdowe są umieszczone na czterech rogach.

Tarcza taka dla szerokości toru 40 cm. waży zaledwie 90 kgr., z łatwością zatem może być przeniesiona z miejsca na miejsce, przez dwóch robotników, którzy ją chwytają za haki umieszczone po bokach, służące do jej zatrzymywania, i jednocześnie jako rękojeście. Ustawienie jej na miejscu czasowego przeznaczenia nie przedstawia żadnych trudności, powierzchowne splantowanie gruntu zupełnie wystarcza.

Dla wagonów lżejszych i lżej naładowanych używaną jest także tarcza obrotowa bez szyn (fig. 24 i 25), jeszcze łatwiejsza w zastosowaniu niż poprzedzająca, gdyż może w każdem swem położeniu przyjąć nadchodzący wagon. Oprócz tego używane są jeszcze tarcze, na których jeden z torów jest ruchomy (fig. 26); tarcze te znajdują specyalne zastosowanie przy większych robotach inżynierskich.

Dla linij stałych służą tarcze obrotowe stałe, to jest umieszczone w skrzyni z żelaza lanego, która wkopuje się w ziemię, na taką głębokość, by górna płyta tarczy była na równej powierzchni z gruntem (fig. 27, 28, 29 i 30). Tarcze te są bardzo mocne, służyć mogą do przeprowadzania z jednych torów na drugie, wagonów większych wymiarów, odpowiednio naładowanych. W kopalniach, gdzie drogi są zazwyczaj stałe i przecinają się pod kątem prostym, dla przeprowadzania wagonów używa się tarcz stałych, bez szyn (fig. 31 i 32), lub z szynami (fig. 33).

Gdy drogi wąskotorowe przechodzą przez rowy, rzeczki, lub zagłębienia gruntu, to wypada rozumie się, tak jak dla dróg szerokokolejowych, wybudować mostki, mniej lub więcej silne, stosownie do otworu i ciężarów jakie po nich mają przechodzić. Umocowanie na mostach toru systemu *Décauville'a* nie przedstawia żadnych trudności, jak to już objaśniliśmy wyżej. W każdym razie budowa samych mostków może być nadzwyczaj prostą. Jeżeli po danej linii chodzić mają naprzykład tylko wagony pchane ręką ludzką, to dwie belki rzucone na poprzek rowu czy rzeczki i połączone ze sobą kilkoma poprzecznemi beleczkami, do których przymocowuje się droga żelazna i podłoga, są zupełnie wystarczające. Nawet barjerka jest zbyteczną, chociażby poziom mostu znajdował się na znaczniejszej wysokości; robotnik pchający wagon, znajduje w tymże dostateczny punkt podpory, a że szyny służą za kierownika, może zatem nawet zamknąć oczy, dla uniknięcia zawrotu głowy.

W kopalniach żelaza Nowi w Algeryi, most zbudowany pod drogę systemu *Décauville'a*, długi 80 m., umieszczony na wysokości 15 m. nad poziomem gruntu, kosztował 480 fr. to jest 6 fr. na metr bieżący.

Przy przecięciu dróg wąskotorowych z ulicami miast, lub ze zwyczajnemi drogami, jeżeli wąskotorowa linia jest stałą, lub ma pozostawać dłuższy czas na jednem i tem samem miejscu, to na szerokości przeciętej drogi układa się szyny tramwajowe (fig. 34) lub dwie pary szyn (fig. 35 i 36) i pomiędzy niemi brukuje się lub też buduje szose. Dla dróg przenośnych używane są przejazdy przenośne, składające się z dębowych bali, przymocowanych do poprzecznych podkładów wąskokolejowego toru. Przejazd taki waży 35 kgr. na metr bieżący; do złożenia go używa się przęseł nie dłuższych jak 1,25 m. a to dla tego, by takowe o ile możności szczelnie przystawały do wypukłości przeciętej drogi.

Tabor zastosowany do kolei systemu *Décauville'a* jest bardzo różnorodny, zależnie od swego przeznaczenia.

Ponieważ koleje te są przeważnie używane w większych fabrykach, w gospodarstwach rolnych, oraz przy znaczniejszych budowlach, jednem słowem na krótkich odległościach, zatem jako siła pociągowa służą zwykle ręce ludzkie lub konie. Parowozy są tylko wyjątkowo używane, jednak po dzień dzisiejszy wypuszczono takowych z zakładów *p. Décauville'a* już sztuk trzynaście. Pierwszy zbudowany, puszczony w ruch na wystawie paryskiej 1877 r., ważył tylko jednę tonnę. Było to raczej cacko niż użyteczny parowóz, ograniczono się też na tej jednej próbie, i wyrabiane od tego czasu parowozy, ważą od $2^1/_2$ do 8 tonn. Najczęściej jednak są używane parowozy ważące $2^1/_2$ i $3^1/_2$ tonn, odpowiadają one najzupełniej swojemu przeznaczeniu, i mogą bezkarnie chodzić po szynach, ważących 7 i 9 kgr. metr bieżący. Począwszy od 4 tonn ciężaru parowozu, wypada ciężar szyn powiększyć. W poniżej umieszczonej tablicy, podajemy wymiary, siłę pociągową oraz cenę parowozów, wyrabianych w zakładach *p. Décauville'a.*

Podane niżej typy parowozów są wszystkie bez tendra, z wyjątkiem Nr. 4, w którym kocieł z tendrem stanowią jedną całość. Parowozy pięciu innych typów mogą przebiedz bez tendra, z zawartym w sobie zapasem wody, przy średnich spadkach, od 8 do 10 klm., z tendrem zaś do 32 klm. Cena tendra jest loco fabryka od 2 800 do 3 100 fr.

Co się tyczy podanych w tablicy ciężarów brutto ciągnionych przez parowozy, to takowe zostały wskazane na podstawie doświadczeń, wykonanych w zakładzie *p. Décauville'a.* Nie od rzeczy jednak będzie zauważyć, że próby te były czynione w bardzo dogodnych warunkach, przy zupełnej doskonałości tak samej drogi jako też i taboru. W praktyce, doskonałość taka jest niemożebną do osiągnięcia—i dla

	Typy 1	2	3	4	5	6
Ciężar parowozu próżnego kgr.	2 700	3 200	4 000	5 000	6 000	7 750
„ „ z pełnym ładunkiem . . . . . kgr.	3 400	3 900	5 000	5 600	7 500	10 200
Siła pociągowa w koniach par.	7	6	12	15	16	24
Liczba kół	4	4	4	4	4	6
Średnica cylindrów . . . mm.	135	145	150	210	210	225
Skok tłoka . . . . . . „	200	200	300	300	300	350
Średnica kół . . . . . „	450	500	600	700	700	650
Odległość między osiami . „	850	850	1 000	1 250	1 250	1 800
Powierzchnia ogrzewalna . m²	5,60	7,30	10,10	15,49	15,49	20,43
Ciężar szyn na 1 m. bież. odpowiadający cięż. parowozu, kgr.	7	7	9,5	9,5	12	12
Najmniejszy promień krzyw. m.	10	10	15	20	20	30
Ciężar brutto ciągniony na spadkach 0 mm. tonn	35,5	41,5	56	66	7,7	108
5 „ „	22,5	36,5	36	42	49,5	69
10 „ „	16	19	25,5	30	35,5	49,5
15 „ „	12,5	14,5	19,5	23	27,	37,5
20 „ „	10	11,5	15,5	18	31,5	30
25 „ „	8	9,5	13	15	17,5	34,5
30 „ „	6,5	7,5	10,5	12,5	14,5	20
35 „ „	5,5	6,5	9	10,5	12	17
Cena *loco* fabryka.						
Dla torów 50 cm. szerok. frank.	9 000	10 000	11 500	16 000	14 500	17 000
„ „ 60 „ „ „	9 100	10 100	11 600	16 200	14 600	17 100

tego bezpieczniej jest rachować iż tylko połowa podanych w tablicy ciężarów brutto przewożoną być może.

Typy wagonów używanych na kolejach są bardzo rozmaite. Nie możemy wyliczać tutaj wszystkich istniejących, gdyżbyśmy przekroczyli granice treściwego artykułu, a przytem wiele z tych typów nie mogłoby znaleźć zastosowania na robotach, jakie się w naszym kraju zdarzyć mogą. Podajemy zatem rysunki tych wagonów, które najczęściej mogą być w użyciu, a mianowicie:

Na figurach 37 — 45 (tabl. XIX) typy wagonów pasażerskich. Znajdujemy bowiem, iż koleje systemu *Décauville'a*, jako linie boczne i dojazdowe, mogą oddać wielkie usługi.

Dalej następujące typy wagonów roboczych.

(Fig. 46, tabl. XX). Wagon do użycia w gospodarstwach rolnych—dla rozwożenia nawozów i sprzętu płodów rolniczych. Wagon ten również może być korzystnie użyty dla przewożenia cegieł i kamienia przy większych budowlach.

(Fig. 47, 48, 49, 50). Wagony do robót ziemnych, oraz do przewożenia piasku, wapna zaprawy cementowej i t. p. Są one wyrobione z żelaza walcowanego, grubości 3 mm. i spoczywają na dwóch osiach, mając tym sposobem w czasie ruchu równowagę doskonale zapewnioną. Dla wyrzucenia przywiezionego materyału, dosyć jest nachylić skrzynie na prawo lub na lewo, takowa obracając się około jednej z dwóch osi całkowicie się wypróżnia. Wagon tego typu mierzy $1/4$ m³, t. j. około 9 stóp sz., czyli blisko pięć razy objętość zwykłej taczki.

(Fig. 51). Wagon używany w warsztatach i w fabrykach — osie kół są stałe — spód wagonu z żelaza walcowanego. Wagon z dwóch stron jest opatrzony w baryerki żelazne, przytrzymujące przewożone przedmioty, oraz służące za rękojeści dla robotnika.

(Fig. 52). Platforma do przewożenia ciosowych kamieni.

Powiedzieliśmy już, że zastowanie opisanych powyżej kolei systemu *Décauville'a*, jest bardzo różnorodne. Rzeczywiście dotychczas były one używane do przewozu pasażerów i towarów na niewielkie odległości, w gospodarstwie rolnem, w fabrykach i warsztatach, przy budowie większych kolei żelaznych, gdzie zwłaszcza do wykonywania ziemnych robót są nader przydatne, w kopalniach wszelkiego rodzaju, nawet do poszukiwań czynionych przez skafandrów na dnie morskiem, wreszcie ostatniemi czasy użyto ich i w sztuce wojennej. Rzeczywiście, dzięki łatwości przenoszenia z miejsca na miejsce, możności nader szybkiego ułożenia w danej miejscowości, koleje te są powołane do oddania wielkich usług w czasie wojny, zwłaszcza prowadzonej w krajach mało zaludnionych i pozbawionych innych środków komunikacyjnych. W czasie ostatniej wojny w Turkestanie, armia rossyjska posiłkowała się temi kolejami dla transportu wojsk, amunicyi, zapasów żywności i t. p. — i ułożyła przenośną linię długości przeszło stu wiorst.

Musimy tu mimochodem wspomnieć o jednem z najoryginalniejszych zastosowań kolei *Décauville'a*, chociaż sposobność powtórzenia podobnej próby, nie prędko może się zdarzyć w praktyce.

Międzynarodowe towarzystwo geograficzne, oddawna pragnie się dowiedzieć, czy rzeka Ogue w północnej Afryce, łączy się z rzeką Kongo. Dotychczasowe poszukiwania, czynione przez śmiałych podróżników, nie mogły doprowadzić do żadnego rezultatu, na rzece bowiem Ogue spotykano od czasu do czasu wodospady, przez które przepłynąć nie było można. Próbowano rozbierać szalupy i przenosić takowe, próby te jednak okazały się bardzo niedogodne a zarazem i niebezpieczne, gdyż części szalup, przenoszone przez krajowców — z usposobienia wielkich rabusiów — nieraz przepadały, a zastąpienie ich w kraju dzikim było niemożebnem. Z powodu tych przeszkód ostatnia wyprawa, wykonana pod wodzą oficera marynarki *p. Savorgnon de Brezza,* musiała być po pewnym przeciągu czasu zaniechaną.

Wróciwszy do Europy *p. Savorgnon* dowiedział się o istnieniu kolei *Décauville'a* i wpadł na myśl spożytkowania ich dla przewożenia w całości szalup wzdłuż wodospadów.

Zamiar ten urzeczywistnił i zaopatrzywszy się w odpowiednią długość toru, oraz w wagony specyalnie na ten cel zbudowane, puścił się powtórnie do Afryki. Dotychczas nie ma w Europie wiadomości o tej nowej ekspedycyi, ale można być pewnym iż tym razem wodospady jej nie zatrzymają, gdyż próby przenoszenia szalup na wagonach, uczynione przed wyjazdem podróżników z Europy, wypadły nadzwyczaj pomyślnie.

Co się tyczy przewozu pasażerów i towarów na małe odległości, próby poczynione w tym kierunku z kolejami *Décauville'a* w Brazylii, w Jawie, a przedewszystkiem w Paryżu, dały zadawalniające rezultaty i życzyćby wypadało, by próby tego rodzaju, częściej i na większą skalę były powtarzane. Wiele bowiem jest we wszystkich krajach miejscowości, które w skutek swego niekorzystnego położenia geograficznego, lub w skutek trudności terenu, mogą być na zawsze pozbawione dogodności większych kolei żelaznych. Koleje systemu *Décauville'a* nie lękają się trudności terenu. Mogąc się z łatwością zastosowywać nawet na bardzo ostrych łukach, pozwalają tem samem omijać przeszkody. Ziemne roboty sprowadzają się do minimum. Mosty, nie mając do znoszenia ciężaru wielkich parowozów, mogą być daleko lżejsze i w ogóle koszt budowy tych wąskotorowych kolei jest bez porównania mniejszy, od kosztu budowy zwykłych dróg żelaznych. Są one zatem powołane od oddania wielkich usług właśnie w tych wydziedziczonych okolicach i powinnyby być w wielu razach budowane jako drogi dojazdowe — jako boczne arterye, zasilające główną arteryę komunikacyjną.

Jednym z głównych zarzutów, jakieby łączeniu dróg żelaznych szerokotorowych z wąskotorowemi uczynić można, jest konieczność przeładowywania towarów z jednych wagonów na drugie. Niedogodność tego rodzaju, istnieje jak wiemy dla wszystkich dróg żelaznych w państwie rossyjskiem, przy połączeniu ich z drogami zagranicznemi. Transport towarów jest przez podobny ustrój kolei bezwątpienia utrudniony, ale nie niemożebny, a na kolejach bocznych, drugorzędnych, niedogodność tego rodzaju mniej dotkliwie uczućby się dała.

W każdym razie zadanie przeładowywania towarów znacznie sobie ułatwić można przez odpowiednie urządzenie stacyj, na których się koleje szerokotorowe łączą z wąskotorowemi. Jako przykład bardzo racyonalnego urządzenia takiej spólnej stacyi podajemy rysunek (fig. 53) i opis stacyi, na której łączą się dwie koleje położone w Wallii: jedna szerokotorowa „Cambrion Railway“ i druga wąskotorowa

„Festiniog Railway,“ idąca od brzegów morskich do bogatych kopalń łupku, położonych wewnątrz kraju.

Stosownie do natury przeładowywanych przedmiotów, są w użyciu na tej stacyi trzy sposoby przeładowywania.

Torów dla pociągów towarowych jest na stacyi sześć, trzy szerokokolejne i trzy wąskokolejne, które idąc na przemian, mieszczą się jedne obok drugich. Na dwóch sąsiadujących ze sobą torach, przeładowywanym bywa wyłącznie węgiel, na dwóch łupek i na dwóch wszelkie innego rodzaju towary.

Łupek z powodu swojej kruchości jest przenoszony rękami. W tym celu, to jest dla ułatwienia przenoszenia, poziomy obudwu torów nie są na jednej wysokości, lecz tak umieszczone, by górne kanty małych i dużych wagonów odpowiadały sobie.

Również tory dla przeładowywania węgla nie są na jednej wysokości. Naładowany węglem wagon toru szerokokolejowego zostaje wprowadzony na odpowiednio urządzoną tarczę obrotową, ruchomą z góry na dół na około poziomej osi — i przechyla się dla wyładowywania. Pięć minut wystarcza, by duży wagon zawierający 10 tonn węgla, został przeładowany w pięć wagonów kolei wąskotorowej.

Wreszcie wszelkie inne towary przeładowują się, albo za pomocą ruchomych kranów, lub też taczkami. W tym celu poziomy torów są tak umieszczone, by dna wagonów obydwu dróg, znajdowały się na jednej wysokości.

Ktokolwiek z techników miał do czynienia z robotami ziemnemi, przy budowie kolei, jeżeli mu przytem wypadło wykonywać znaczniejsze przekopy lub nasypy, ten wie jak wiele pracy a zatem i kosztów oszczędzić można, przez umiejętne prowadzenie robót i odpowiednie użycie środków transportowych. Wymiary taczki, wagonika czy też platformy, mają swoje znaczenie, większe jednak jeszcze — racyonalne urządzenie drogi, po której przewózka się odbywa. Rozumie się, że najdoskonalszą w takich razach drogą, jest droga żelazna — i koleje systemu *Décauville'a* mogą w tym względzie oddać wielkie usługi. Prowadzący ziemne roboty inżynier, powinien tylko obliczyć: czy koszta sprowadzenia pewnej ilości szyn i taboru, zostaną z zyskiem pokryte przez oszczędności, jakie się dzięki ułatwionej przewózce osiągnąć dadzą.

Dla ułatwienia tego wyrachowania, podajemy poniżej w przybliżeniu ilość ziemnych robót, jaką przy pomocy szyn i taboru systemu *Décauville'a* wykonać można przez 10 godzin pracy. Rozumie się że nasze wyrachowanie tyczy się tylko samej przewózki — kopanie i ładowanie przewożonego materyału jest zależne od jego natury.

Materyał ziemny może być, jak wiemy, przewożony za pomocą ludzi, koni lub też parowozów. Zobaczmy jaką ilość pracy w każdym z tych trzech wypadków wykonać można.

1. Przy użyciu siły ludzkiej:

Robotnik średniej siły, pchając po szynach wagonik zawierający około 10 stóp sz., jest w stanie poruszać się z prędkością trzech wiorst a wracając z prędkością pięciu wiorst na godzinę. Średnia jego prędkość wyniesie zatem cztery wiorsty. W roboczy dziesięciogodzinny dzień, może więc on zrobić wiorst 40, czyli pożytecznego przebiegu wiorst 20, to jest sażeni 10 000. Z powyższego wynika iż 10 stóp sz. mogą być przewożonemi jednego dnia przez jednego robotnika na odległość 10 000 saż., lub co na jedno wychodzi 1 000 stóp sz. to jest mniej więcej trzy sażenie sz. przewiezie w tymże czasie jeden robotnik na odległość 100 saż. lub sześć saż. sz. na odległość 50 saż., uważanych jako maximum odległości dla robót taczkowych. Wiemy zaś z doświadczenia, że taczkami i trzeciej części tej ilości, na taką odległość przewieść niepodobna.

Dla wagoników pchanych ręką ludzką można użyć szyny najlżejszego kalibru, t. j. typ pierwszy ważący $4^1/_2$ kgr. na metr bieżący.

2. Przy użyciu siły koni:

Jeden koń z łatwością pociągnie po szynach na drodze poziomej pociąg złożony z ośmiu wagoników, mierzących każdy 15 stóp sz. i będzie szedł z prędkością średnią minimum 4 wiorsty na godzinę. Przewiezie zatem za każdym razem 120 stóp sz. a dzienny użyteczny przebieg jego będzie jak w poprzedzającym razie wiost 20.

Stąd wyprowadzamy wniosek, że jednym koniem w roboczy dziesięcio-godzinny dzień można przewieść w poziomie stóp sz. 2 400 czyli sażeni sz. siedem, na odległość jednej wiorsty.

Jeżeli droga, po której przewózka się odbywa, nie jest w poziomie, to zależnie od spadków stosunek powyższy zmienia się w następujący sposób:

koń ciągnie	wagonów	8	przy	spadku	0
„	„	6	„	„	0,02
„	„	4	„	„	0,04
„	„	2	„	„	0,07
„	„	1	„	„	0,10

Szyny pod wagoniki mierzące stóp sz. 15, powinny być użyte kalibru średniego, ważącego 7 kgr. metr bieżący.

3. Przy użyciu parowozów:

Parowóz, ważący $2^1/_2$ tonny a z pełnym ładunkiem 3 200 kgr., może przy średnich spadkach pociągnąć z prędkością 12 wiorst na godzinę, pociąg złożony z 12 wagoników, mierzących 15 stóp sz. każdy, czyli przewieść za każdym transportem stóp sz. 180, — a licząc że połowa dnia roboczego straconą będzie napowrót z próżnymi wagonami, to dzienna przewózka na odległość jednej wiorsty wynosi 180 × 60 = 10 800 stóp sz., czyli około 32 sażeni sz.

Opału a mianowicie węgla zużyje się przez ten czas około 200 kgr., to jest 12 pud.

Na zakończenie podajemy kosztorysy szyn, taboru i akcesoryj systemu *Décauville'a*, dostawionych na stacyę Petit-Bourg, w departamencie Seine & Oise.

I) Kosztorys 500 m. (235 saż.) drogi szynowej, 40 cm. szerokości, z szynami ważącemi $4^1/_2$ kgr. metr bieżący, — oraz 8 wagoników dla wykonywania ziemnych robót (przy użyciu siły ludzkiej).

		Cena jednostkowa fr.	Koszt fr.	Ciężar kgr.
92 przęseł drogi długości 5 m., razem 460 m.		5	2 300	4 876
4 „ „ „ 2,5 m. „ 10 „		5,25	52,50	108
4 „ „ „ 1,25 m. „ 5 „		5,50	27,50	56
4 przęs. dla krzyw. dług. 2,50 m., promień 6 m. kierunek na prawo; 4 przęs. dla krzyw. dług. 2,50 m., promień 6 m. kierunek na lewo	20 m.	6,75	135	208
2 przęs. dla krzyw. dług. 1,25 m., promień 6 m. kierunek na prawo; 2 przęs. dla krzyw. dług. 1,25 m., promień 6 m. kierunek na lewo	5 m.	7,25	36,25	56
1 krzyżownica z kierunkiem na prawo		55	55	64
1 „ „ na lewo		55	55	64
2 igły ruchome z końcami (1)		6.50	13	28
2 „ „ „ (2) . .		6,50	13	28
1 tarcza obrotowa przenośna		85	85	90
1 szczypce do wyprostowywania szyn .		10	10	7
8 wagoników długości 1 m. ze skrzynią spoczywającą na dwóch osiach i ruchomą około jednej z nich . . .		162,50	1 300	1 600
Narzędzia do reparacyi			52	26
Sztuki zapasowe do wymiany w razie zepsucia			112	116
Razem			4 246,25	7 327

II) Kosztorys 1 klm. (470 saż.) drogi szynowej, szerokości 50 cm., z szynami ważącemi 7 kgr. m. b., wraz z 16 wagonikami dla wykonywania robót ziemnych (przy użyciu siły konia).

		Cena jednostkowa fr.	Koszt fr.	Ciężar kgr.
192 przęsła drogi długości 5 m. razem 960 m.		7,25	6 960	16 320
4 „ „ „ 2,50 m. „ 10 „		7,75	77,50	180
4 „ „ „ 1,25 „ „ 5 „		8,25	41,35	92
4 przęs. drogi krzyw. dług. 2,50 m., promienia 8 m., kierunek na prawo; 4 przęs. drogi krzyw. dług. 2,50 m., promienia 8 m., kierunek na lewo	20 m.	9,25	185	360
do przeniesienia			7 263,85	16 952

z przeniesienia		7 263,85	16 952
2 przęsła drogi krzywej, długości 1,25 m., promienia 8 m., kierunek na prawo . . . . 2 przęsła drogi krzywej, długości 1,25 m., promienia 8 m., kierunek na lewo	5 m. 9,75	48,75	92
1 krzyżownica promienia 8 m. kierunek na prawo	92,50	92,50	121
1 krzyżownica promienia 8 m. kierunek na lewo	92,50	92,50	121
2 igły ruchome, z zakończeniami (1) długości 1,98 m.	15	30	70
1 tarcza obrotowa przenośna długości 1,98 m.	127,50	127,50	170
1 szczypce do układania szyn	10	10	10
1 łańcuch pociągowy, długości 4,50 m.	10	10	6
16 wagoników, ze skrzyniami ruchomemi około dwóch osi poziomych, mierzących 15 st. sz.	227,50	3 640	4 960
Narzędzia reparacyjne		52	27
Zapasowe sztuki do wymiany uszkodzonych		327,50	314
Razem		11 694,60	22 843

III) Kosztorys 1 klm. (470 saż.) drogi szynowej, szerokości 50 cm., z szynami wazącemi 7 kgr., wraz z 24 wagonikami, dla wykonywania ziemnych robót, przy użyciu jednego parowozu ciężaru $2^1/_2$ tonny.

	Cena jednostkowa	Koszt fr.	Ciężar kgr.
1 klm toru z szynami ważącemi 7 kgr. metr bieżący, bez taboru, jak w poprzedzającym razie		8 054,50	17 883
1 parowóz ważący $2^1/_2$ tonny	9 000	9 000	2 500
24 wagoników tych samych wymiarów co i w poprzedzającym razie . .	227,50	5 460	7 440
Razem		22 514,50	25 823

IV) Kosztorys 10 kilometrów (4 700 saż.) drogi żelaznej, szerokości toru 60 cm., z szynami ważącemi, $9^1/_2$ kgr. metr bieżący, z dwoma parowozami cięż. 4 tonny każdy, tendrami oraz 30 wagonami dla pasażerów i towarów.

	Cena jednostkowa fr.	Koszt fr.	Ciężar kgr.
1 900 przęseł długości 5 m. razem 9 500 m.	9,25	87 875	223 250
40 „ „ 3 „ „ 120 „	9,75	1 170	2 820
20 „ „ 1,25 m. „ 25 „	10,25	256,25	590
20 przęseł długości 3 m. dla krzywych promienia 30 m. na prawo . . 20 przęseł długości 3 m. dla krzywych promienia 30 m. na lewo . . .	120 m. 10,50	1 260	2 880
20 przęseł długości 3 m. dla krzywych promienia 50 m. na prawo . . 20 przęseł długości 3 m. dla krzywych promienia 50 m. na lewo . . .	120 m. 10,35	1 242	2 890
20 przęseł długości 1,25 m. dla krzyw. promienia 50 m. na prawo . . 20 przęseł długości 1,25 m. dla krzyw. promienia 50 m. na lewo . . .	50 m. 10,85	542,50	1 180
2 krzyżownice o promieniu 30 m. z kierunkiem na prawo	160	320	500
2 krzyżownice o promieniu 30 m. z kierunkiem na lewo	160	320	500
2 krzyżownice o promieniu 50 m. z kierunkiem na prawo	215	430	1 120
2 krzyżownice o promieniu 50 m. z kierunkiem na lewo	215	430	1 120
12 igieł do zwrotnic	90	1 080	1 200
12 przyrządów do poruszania zwrotnic .	52,50	630	660
4 pary szczypców do przenoszenia szyn .	10	40	30
T a b o r.			
1 parowóz wagi 4 tonny	11 600		
dodatki do tejże w razie żądania, budka dla maszynisty	300		
do przeniesienia	11 900	95 595,75	238 740
z przeniesienia	11 900	95 595,75	238 740
Komin amerykański dla pochłaniania iskier	165		
Rezerwoar na wodę	110	15 488	6 100
Inżektor zapasowy	250		
Duża latarnia z reflektorem	55		
Mała latarka	8		
Tender oddzielny	3 000		
Drugi parowóz wraz z dodatkami . .		15 488	6 100
2 wagony pasażerskie z I i II klasą .	4 100	8 200	2 700
6 wagonów III klasy kryte	2 330	13 980	7 200
2 wagony III klasy odkryte	2 050	4 100	2 400
2 furgony dla bagaży z klatką dla psów	2 330	4 660	1 800
4 wagony towarowe bez hamulc. kryte	1 900	7 600	4 400
2 „ „ z hamulcami „	2 100	4 200	2 200
10 wagonów towarowych odkrytych bez hamulców	1 150	11 500	9 000
2 wagony towar. odkryte z hamulcami	1 350	2 700	1 800
Różne części drogi i taboru na zapas .		3 003,75	2 350
Narzędzia do raparacyi		90	50
Opakowanie		6 370	1 500
Razem		192 875,50	286 340

Do wszystkich cen, podanych w powyższych kosztorysach, trzeba doliczyć oczywiście cło i koszta przewozu, ze stacyi Petit-Bourg (France, Seine et Oise), na miejsce przeznaczenia.

S. Scipio.

O CUKROWNIACH ROLNICZYCH

PRZEZ

Zdzisława Dąbrowskiego,

inżyniera.

Wiadomo powszechnie, jak trudnem a częstokroć niemożliwem jest pogodzenie interesów wytwórcy, z interesami spożywcy lub w ogóle odbiorcy. Ciekawym też jest wielce każdy przejaw możliwości uzgodnienia tych dwóch przeciwnych prądów; — że zaś w praktyce dosyć to rzadką bywa uroczystością, sądzimy przeto, iż dla czytelników Przeglądu Technicznego nie bez interesu będzie zapoznanie się z poważną próbą całkiem nowego ustroju przemysłu cukrowniczego, — próbą, dążącą do rozejmu w wieloletniej walce tej gałęzi przemysłu z rolnictwem.

Rzecz dzieje się obecnie we Francyi, — do tamtejszych więc stosunków zwrócić się musimy.

Wiadomo, że rolnik francuski, umiejętnie posiłkując się zdobyczami chemii rolnej i fizyologii roślin, doprowadził uprawę buraków cukrowych do takiego stanu, że zbiera on olbrzymią ich ilość, lecz o nader niskiej zawartości cukru. Otrzymując tym sposobem, stosunkowo do hektara ziemi, niepraktykowaną u nas wagę czyli plon buraków, ciągnie on olbrzymie zyski ze swej pracy, gdy tymczasem cukrownie, skazane na przerobienie tego wybujałego płodu, upadają naturalnie pod brzemieniem tak niewdzięcznego zadania, jakiem jest przerób buraków, których sok zawiera np. na 9% cukru — $3^1/_2$% materyj obcych, niecukrowych, — tych rzeczywistych wrogów cukrownika.

W obec takich faktów, bezsilną jest wszelka umiejętność przemysłowca, — bezowocnemi usiłowania uczonych. Skutki takiego stanu rzeczy, jeżeli dadzą się — i to z trudnością — cokolwiek ograniczyć, to jednak nigdy usunąć w zupełności — i dla tego też jesteśmi świadkami stopniowego upadku znacznej liczby cukrowni we Francyi, świadkami chronicznej choroby tej ważnej gałęzi przemysłu na wskroś francuskiego, pasującej się w walce o byt swój zagrożony.

Po tem co wyżej powiedziano, niekłamanej doznajemy przyjemności, mogąc podzielić się z czytelnikami Przeglądu dobrą wiadomością, a mianowicie, że dokonywane są we Francyi poważne próby pogodzenia sprawy rolników ze sprawami cukrowników, przez wprowadzenie przemysłu cukrowniczego na zupełnie nowe tory, wybitnem znamieniem których jest pewnego rodzaju decentralizacya cukrowni oraz

zjednoczenie rolnika z przemysłowcem, z dążnością do zapewnienia godziwych zysków jednej i drugiej stronie.

Zastrzegając sobie w dalszym ciągu miejsce na objaśnienia techniczne, niezbędne, o ile nam się zdaje, dla tych czytelników Przeglądu, którzy nie mieli sposobności badania przebiegu tych kwestyj we wszystkich szczegółach i ich rozwoju w chronologicznym porządku, ustępujemy tymczasem miejsca francuskiemu dziennikowi fabrykantów cukru (Journal des Fabricants de sucre) z dnia 31 sierpnia r. b., podając w przekładzie artykuł *p. Jerzego Dureau*, p. t. „Cukrownie rolnicze" (Les Sucréries agricoles).

— „Otrzymaliśmy właśnie Tom XII sprawozdań z prac towarzystwa rolników francuskich (Comptes rendus des travaux de la Société des agriculteurs de France), zawierający rozprawy, jakie odbyły się w tem towarzystwie w ciągu roku 1881. Między innemi, sekcya przemysłu rolnego badała kwestyą wyjątkowej doniosłości — kwestyą cukrowni rolniczych.

Skoro jaka gałąź przemysłu chroma i przebywa długotrwałe przesilenie, wywołuje to naturalnie poszukiwania ulepszeń w jej ustroju ekonomicznym i technicznym, wprowadzenie których byłoby dla niej pożytecznem. A takiem jest właśnie położenie przemysłu cukrowniczego we Francyi. Wielu ludzi zdrowo myślących sądzi, że przemysł cukrowniczy, przyoblekając się w formę rolniczą, znalazłby punkt oparcia przeciwko przesileniu, jakie od lat wielu ciąży z taką siłą nad stosunkiem hodowcy buraków do fabrykanta cukru.

Nieporozumienie, różniące rolnictwo z przemysłem, zniknie — jak utrzymują inicyatorowie tej reformy — z chwilą, gdy rolnik sam przetwarzać zacznie pierwotny płód swej pracy, na przetwór cukrowy.

Stronnicy cukrowni rolniczych w rozumowaniach swoich opierają się i na tej podstawie, że ostatnie udoskonalenia w przemyśle cukrowniczym pozwalają na równie łatwe wydobywanie cukru z buraków w granicach samego folwarku, jak łatwem jest otrzymywanie alkoholu z tychże buraków [1]).

Oto zdanie *p. de Champonnois*, wygłoszone w obecności członków sekcyi przemysłu rolnego przy towarzystwie rolników fracuskich.

„Cukrownia rolnicza, powiada ten sławny agronom, jest siostrzycą gorzelni i równie jak ta ostatnia, stanowi naturalną, składową część folwarku, — więcej nawet, jest ona punktem wyjścia dla uprawy ulepszonej i postępowej. Wydobywając cukier z buraków na gruncie fermy, rolnik uwalnia się od tak uciążliwej dlań dostawy buraków do odległej cukrowni, — dalej posiada on na miejscu wymoczyny i inne odpadki fabryczne, — korzystniej posiłkuje się pracownikami swej fermy — i zapewnia swemu inwentarzowi pożywienie zdrowe, obfite i tanie."

W obec widocznych korzyści, o jakich wyżej wspomniano, pozostaje bliżej zbadać warunki, w jakich może mieć miejsce taki przerób buraków. Pod tym względem *p. de Champonnois* wyraża się również bardzo stanowczo i zapewnia, że wydobywanie cukru z buraków jest o wiele prostszem od zadania gorzelnika.

„Nowy sposób wydobywania cukru z buraków, mówi on, to przemysł zadziwiająco prosty; — ogranicza się tu wszystko do następnych czynności:

1) Oczyszczenie buraków i ich rozdrobnienie.
2) Maceracya celem wydobycia soków.
3) Zgęszczenie soków,
4) Zmięszanie tak zgęszczonych soków z wapnem, czyli otrzymanie cukrzanu wapna, niepodlegającego psuciu się skutkiem fermentacyi, jak to ma miejsce z sokami buraczanymi. Tym sposobem rolnik zbywałby ten ostatni swój przetwór, t. j. cukrzan wapna, właściwym cukrowniom jako materyał, z którego już bez trudności dobywa się cukier biały, krystaliczny.

Sok buraczany, zgęszczony i związany z wapnem, daje cukrzan, który otrzymywany sposobem *p. Manoury'ego* przedstawia się pod postacią suchych twardych ziarn, łatwych do przewożenia ze względu na małą, stosunkowo do zawartości cukru, objętość swoją; — okoliczność ta pozwala zatem bez znacznych kosztów, na przewóz cukrzanu do oddalonych nawet cukrowni centralnych, w którychby z tego pierwotnego wytworu wydobywano zawarty w nim biały cukier.

Cukrzan surowy daje w następstwie, za pomocą odpowiedniej przeróbki, cukier biały krystaliczny, wysokiej czystości, pozostawiając przytem rolnictwu całą prawie ilość związków niecukrowych buraka, w stanie rozpuszczalnym i łatwo upodobniającym się, jako nader silny nawóz, przywracający roli równowagę sił wegetacyjnych."

Na zapytanie *p. Bertin'a*, czy soki buraczane potrzebują być poddane defekacyi, zanim zostaną zgęszczone, oraz do jakiego stopnia i jakim sposobem mają być do tego stanu zgęszczenia doprowadzone, *p. Champonnois* odpowiada:

„Sok buraczany może być poddany zgęszczeniu w stanie surowym, niewymagając uprzedniej defekacyi; zgęszczenie to dojść winno do 30° *Baume'go* i może być dokonane za pomocą prostego parowania na otwartym ogniu lub też za pomocą pary w przyrządzie bardzo prostym i przy znacznem zaoszczędzeniu materyału opałowego."

P. Bonnaterre zapytywał, czy soki nie są poddawane działaniu jakiego odczynnika, — na co *p. Pellet*, chemik towarzystwa Fives-Lille, obeznany z systemem *pp. Manoury* i *Champonnois*, odpowiada, że do soków dodaje się małą ilość sody ($^1/_2$% do 1%), — że następnie za dodaniem wapna zawarty w syropie cukier przechodzi w cukrzan wapna.

P. Meurinne zrobił zapytanie, jakich kosztów wymaga wprowadzenie tego sposobu do gospodarstwa folwarcznego, na co *p. Champonnois* odpowiedział, że w przybliżeniu wymaga to nakładu takiego, jak urządzenie gorzelni, czyli około 1 000 franków na każde 1 000 kgr. dziennego przerobu buraków; — tym sposobem urządzenie cukrowni rolniczej, przerabiającej dziennie 20 000 kgr. buraków, kosztowałoby około 20 000 franków.

P. Bertin zapytał następnie, czy sposób ten otrzymał już zastosowanie na jakim folwarku, lub przy jakiej fabryce? *P. Champonnois* objaśnił zapytującego, że sposób ten zastosowanym jest dotychczas tylko do przerobu melasu i daje niezmiernie dobre wyniki.

Zastosowanie to nie przeniknęło jeszcze do ustroju folwarku, gdyż ociągano się z tem do chwili przeświadczenia się o regularności działania i praktycznych wynikach. Niemniej jest już pewnikiem prawie, że system ten otrzyma poważne zastosowanie na folwarkach.

Jeden z członków sekcyi chciał się dowiedzieć, czy sposób ten jest nowym, czy w liczbie poszukiwań nad udoskonaleniem przemysłu cukrowniczego nie było systemu podobnego; *p. Champonnois* przyznał w odpowiedzi, że posługiwanie się cukrzanem oddawna było próbowanem w cukrownictwie, — że jest ono podstawą systemu znanego w cukrownictwie pod nazwą systemu *Rousseau*, — że *p. Bonnatere* zajmował się tem również, — że wreszcie wielu cukrowników czyniło poszukiwania w tym kierunku. „Trudność roztwarzania cukrzanów, ich oczyszczenia i wydobycia całej ilości zawartego w nich cukru, unicestwiała te usiłowania. Związek cukru z wapnem, barytą i stroncyanną, jako cukrzan nie jest nowością, lecz nowem jest wyzyskanie jego własności przez *p. Manoury'ego* i zastosowanie w celach wskazanych przez *p. Champonnois*.

Nowem jest też użycie małej ilości sody do soków i sposób korzystnego wydobycia cukru, zawartego w cukrzanie. W sposobie tym do oddzielania związków niecukrowych z surowego cukrzanu używa się alkoholu, którego strata przy przeróbce jest jednak nieznaczną, około 1 $^1/_2$ litra na 100 kgr. dobytego cukru. Takie użycie alkoholu otworzyłoby jednak nowe pole zbytu tego przetworu, przy rozwinięciu się nowego przemysłu, o tyle doniosłe, że oddziałałoby na podwyżkę ceny alkoholu i tym sposobem przysłużyćby się mogło interesom rolnika-gorzelnika.

Cukrownie rolnicze, o jakich mówi *p. Champonnois*, oparte byłyby, jak widzimy, na zastosowaniu systemu *Manoury'ego*, opisem którego dość często zajmowaliśmy czytelników Dziennika Fabrykantów Cukru. Sposobem tym korzystnie posługują się od lat paru cukrownicy niemieccy [1]).

---

[1]) We Francyi bardzo jest rozwinięty wyrób alkoholu z buraków, — o czem będzie mowa w dalszym ciągu. (*P. T.*)

[1]) Autor artykułu przepomniał o zaprowadzeniu tego sposobu od 2 lat w Józefowie pod Pruszkowem, w bliskości Warszawy — i od roku w Bałaklei, własności hr. Bobryńskiego, w gub. Kijowskiej. (*P. T.*)

Podług *p. Manoury'ego*, koszta urządzenia takiej cukrowni rolniczej, przerabiającej 50 000 kgr. buraków przez dobę, wynosiły około 100 000 franków. Koszt otrzymania 100 kgr. cukrzanu wyniesie około 13 franków, a więc około 29 fr. w stosunku do 10 000 kgr. buraków przerobionych na cukrzan. Koszt całkowity na 100 kgr. cukrzanu, po opłaceniu podatku, wyniósłby około 26 franków 30 centimów. Cukrzan ten sprzedawanym byłby specyalnym rafineryom, które miałyby za zadanie wydobycie z niego cukru.

Zdaniem *p. Manoury'ego* ten nowy ustrój przemysłu pozwoliłby na znakomite obniżenie kosztów wytwarzania białego cukru. Rolnictwo odzyskałoby swobodę działania, a spożycie cukru, dzięki obniżonym cenom, powiększyłoby się znakomicie. I tak: 100 kgr. cukru białego kosztuje obecnie około 53 fr., gdy tymczasem przy opisanem postępowaniu koszt 100 kgr. wyniósłby około 42 fr., czyli około 10 fr. niżej.

Kwestya cukrowni rolniczych przedstawia zatem już sama w sobie rzeczywisty interes, obok przytoczonych przez *p. Champonnois* nowych dróg zbytu dla alkoholu. Ten ostatni wzgląd nie jest bez znaczenia, — wytwarzanie bowiem alkoholu z buraków wzrasta niepomiernie we Francyi. Od 1840 do 1850 r. wytwarzano rocznie zaledwie 500 hektolitrów alkoholu z buraków. W 1862 r. wytworzono 335 000 hektolitrów. Pomiędzy 1875 a 1880 r. wytwór dochodził do 350 000 hektolitrów przecięciowo. W $18\frac{80}{81}$ r. wytwór pierwszych 5-ciu miesięcy dosięgnął już poważnej liczby 488 742 hektolitrów.

W obec takiego rozwoju gorzelnictwa, nie można wątpić o dobrem przyjęciu, jakiego doznałyby cukrownie rolnicze ze strony gorzelników: — jeżeli bowiem z jednej strony powstałaby konkurencya co do buraków, to znów z drugiej strony otwarłaby się nowa droga zbytu chociażby niecałkowitej, to przynajmniej znacznej części ogólnego wytworu alkoholu."

* * *

Tyle podaje nam wiadomości w tej kwestyi *p. Jerzy Dureau* w „Journal des Fabricants de Sucre" — my ze swej strony objaśnić możemy czytelników Przeglądu Technicznego, że próba zaprowadzenia takiej cukrowni rolniczej dokonywa się obecnie we Francyi, pod okiem wynalazcy, inżyniera *p. Manoury'ego*, w zadzierżawionej na ten cel a od pewnego czasu nieczynnej już cukrowni. Z przyjemnością więc dzielić się będziemy, z czytelnikami Przeglądu Technicznego, wiadomościami co do praktycznej strony proponowanej reformy, zbawiennej może dla francuskiego przemysłu cukrowniczego a nie bez interesu i dla kraju naszego.

Wszakże wielu rolników naszych wyrzekło się plantowania buraków li tylko z powodu uciążliwej dostawy buraków, po grzązkiej jesiennej drodze. Że o wiele łatwiejszą i tańszą byłaby dostawa przetworu pod postacią suchego, ziarnistego cukrzanu, niezawierającego wody i części włóknistych buraka, a nadto dostawa z możnością uskuteczniania jej przez cały przeciąg trwania kampanii — nie ulega to wątpliwości; zysk stąd wioczny i znaczny. Inni rolnicy nie plantują buraków ze względów czysto ekonomicznych, utrzymując nie bez słuszności, że bezpowrotne zabieranie pewnej części składowych czynników roli, prowadzi do stopniowego jej zubożenia, a ze względu na odległość dzielącą ich gospodarstwa od cukrowni, nie są oni w możności korzystania z wymoczyn buraczanych, nawozów i t. p. odpadków cukrowniczych. Pozostawienie więc na gruncie folwarku wymoczyn buraczanych, jako paszy zdrowej i posilnej, zwłaszcza jeżeli zaraz w stanie świeżym, przed zadołowaniem, może być racyonalnie przez rolnika przyprawioną, — musi bardzo zaważyć w budżecie postępowego rolnika. Dalej, możność zwrotu ziemi wszystkich części mineralnych przez burak pochłoniętych a obecnie prawie w całkowitej ilości pod postacią melasu za granicę wywożonych, będzie niejako położeniem kresu największemu rabunkowi, jakiego się dopuszczamy względem naszej ziemi. Jak zaś innym razem to wyjaśnimy, przy przeróbce podług systemu *p. Manoury'ego*, otrzymuje się ług alkaliczny o 25 do 30° *Brix'a*, zawierający właśnie wszystkie te części mineralne buraka, których wpływ cudowny niemal, sprawdzony został przez wszystkich posiłkujących się tym ługiem, a między innymi i u nas, przez kilku znanej inteligiencyi właścicieli ziemskich, w bliskości cukrowni Józefów.

W liczbie przeciwników plantowania buraków są i tacy, którzy powołują się na trudny z fabryką stosunek, wynikający z kwestyi należytego oczyszczenia buraków i t. p. Zdaje się że stosunek ten byłby o wiele łatwiejszym i usunąłby sprawiedliwe czy niesprawiedliwe skargi i rozdraźnienie, gdyby odnosił się do odbioru przetworu, mającego regularny skład chemiczny i gdyby zapłata odnosiła się do rzeczywistej ilości cukru przez rolnika wytworzonego.

W ogóle zdaje się nam, że owa próba decentralizacyi, t. j. rozdrobnienia cukrownictwa, ma doniosłe znaczenie; — aby jednak wyniki jej były całkiem zrozumiałe, uważam za pożyteczne opisać w krótkości zasadniczą część systemu *Manoury'ego*, stanowiącego podstawę projektowanej reformy w ustroju stosunków rolniczo-cukrowniczych. Zanim zatem przyjdzie nam mówić o świeżem zastosowaniu powyższego systemu do wydobywania cukru z buraków, musimy w zarysach chociaż opisać ten system, działający od lat trzech z tak rzeczywistem powodzeniem w 20-stu przeszło cukrowniach w Europie, w pierwotnem jego zastosowaniu, to jest do wydobywania cukru z melasu. Wszystko to będzie przedmiotem następnych moich artykułów.

ZUŻYCIE PARY W CUKROWNIACH.

W porównaniu do ilości zużytego węgla, para wytwarzana w różnych cukrowniach bywa nader niejednakową, z czego wynika, że tak sposób roboty, jakoteż ustrój przyrządów, wpływać mogą w znacznym stopniu na wielkość zużycia pary. Jednakże za pomocą doświadczeń praktycznych, a głównie przez obliczenie teoretyczne, można dojść do dokładnego wyrażenia liczebnego ilości pary, potrzebnej dla każdej maszyny, jak również dla każdego pojedyńczego okresu przeróbki, czyli tak zwanej stacyi.

Niniejsze obliczenie stosuje się do cukrowni o przerobie dziennym 4 000 ctn. buraków z rafineryą. Prężność pary wynosi 3 atm., co odpowiada temperaturze 145° C. 1 m³ pary o takiej prężności równa się 2,10 kgr. na wagę, a ilość ciepła wynosi 650 jednostek.

Maszyny i pompy parowe. Maszyny parowe, które mamy tu na względzie, są zwyczajnemi maszynami o napełnieniu cylindra wynoszącem $^3/_4$. Jeżeli poniższe obliczenie ma być odniesionem do innych cukrowni, w których maszyny parowe wykonywają swą pracę, przy prężności pary równej 2 atm., wówczas 1 m³ pary wyniesie na wagę nie 2,10 kgr. ale tylko 1,615 kgr.; gdy wszakże cylinder parowy ma wtedy większe wymiary, przeto otrzymane wyniki przedstawią się w obu wypadkach jednakowo. Zresztą ilość lub wielkość maszyn nie może wywierać wielkiego wpływu na ogólne zużycie pary w cukrowniach, ponieważ para powrotna z tychże używaną bywa do parowania soków, co w dalszym ciągu dokładniej będzie omówionem. Przytaczając zaś poniżej wymiary rozmaitych maszyn, jakie w cukrowniach o przerobie dziennym 4 000 ctn. buraków zwykle się znajdują, czynimy to dlatego, ażeby uwidocznić na przykładzie wielkość tychże maszyn.

Mając na względzie powyższe dane zasadnicze, można z wymiarów maszyn obliczyć ilość pary zużytej w ciągu 24 godzin przez każdą z nich. I tak np. maszyna do poruszania płuczki, elewatora i krajalnicy, o średnicy cylindra parowego = 0,295 m., skoku = 0,632 m., przy 48 obrotach na minutę i napełnieniu cylindra $= {}^3/_4$, zużywa:

objętość cylindra $\times$ 0,75 $\times$ (48 $\times$ 2 $\times$ 60 min. $\times$ 24 godz.) =
$= 0{,}0432 \times 0{,}75 \times 48 \times 2 \times 60 \times 24 = 4478{,}2$ m³
czyli $4478{,}2 \times 2{,}10 = 9\,404$ kgr. pary.

Wykonywając podobne obliczenie dla innych maszyn parowych, otrzymujemy następującą tabliczkę:

	Średnica cylindra par. w metrach	Skok w metrach	Obrotów na minutę	Napełnienie cylindra par.	Ilość zużytej pary w 24 god. w kgm.
Maszyna do poruszania płuczki, elewatora i krajalnicy	0,295	0,632	48	3/4	9 404
Pompa gazowa	0,318	0,63	30	3/4	6 829
Pompa powietrzna do przyrządu stężającego wraz z wodną do dyfuzyi	0,421	0,63	50	3/4	19 867
Pompa powietrzna do przyrządu bezpowietrznego wraz z wodną . .	0,46	0,63	35	3/4	16 595
2 pompy zasilające kotły parowe .	0,18	0,29	40	3/4	2 660
Maszyna poruszająca odśrodkowce .	0,315	0,63	45	3/4	10 004
Maszyna do windy pomp warzelnych, płóczek *Hoffmann'a*, i przeprowadzania mleka wapiennego . . .	0,25	0,39	50	3/4	4 393
Ogół pary zużytej przez maszyny w 24 godzinach	—	—	—	—	69 752
Dodając 3% na wypromieniowanie i nieszczelność dławnic	—	—	—	—	2 092
Razem . . .	—	—	—	—	71 844

Dyfuzya. Przerób dzienny 4 000 ctn. krajanki buraczanej wydaje po wyługowaniu około 3 200 ctn. wytłoczyn, wraz z któremi spuszcza się około 4 000 ctn. wody. Ponieważ mięszanina ta ogrzaną jest przynajmniej do 10° C., a wodę odpływową przyjmuje się o temperaturze 0° C., przypada przeto na 1 kgm. wody o temp. 10° C., 10 jednostek ciepła. Zamieniając centnary na kilogramy otrzymamy: 7 200 × 40,95 = 294 840 kgr. mięszaniny, co odpowiada 2 948 400 jednostek ciepła, skąd otrzymamy 2 948 400 : : (650 — 10) = *4 607 kgr. pary.*

Z jednego centnara buraków odciąga się 52,5 litrów soku, przy temp. 40° C., zatem 52,5 × 4 000 = 210 000 litr. soku, co odpowiada 210 000 × 40 = 8 400 000 jednostek ciepła, skąd otrzymamy 8 400 000 : (650 — 100) = 15 273 kgr., a dodając do tego 5% na wypromieniowanie: *16 036 kgr. pary.*

Przyjęliśmy tutaj, że 1 litr soku równa się 1 kgr.; w rzeczywistości nie jest to prawdziwem, gdyż litr soku waży od 1 035 do 1 045 gr.,—daje się jednak usprawiedliwić tem, że roztwory cukrowe mają niższe ciepło właściwe od wody, np. roztwór o zawartości 70% cukru ma ciepło gatunkowe 0,82.

I-a Saturacya. Powyższe 210 000 litr. soku podgrzewa się w kotłach saturacyjnych z 40° do 76° C. i saturuje, poczem podnosi się z 65° do 100°. Otrzymamy zatem 210 000 × (35° × 35) = 14 700 000 jednostek ciepła, co odpowiada 14 700 000 : (650 — 100) = 26 727 kgr., a dodając 3% na promieniowanie — *27 528 kgr. pary.* Oczywiście, do tego obliczenia wprowadzoną jest tylko ta ilość pary, która rzeczywiście zużytą zostaje do ogrzania soków; ta zaś para, która niepotrzebnie przepływa przez wężownice, a której ilość, jak np. przy przyrządach bezpowietrznych, może być znaczną, zostanie później uwzględnioną.

Sokopędy. Podniesienie 210 m³ soku wymaga użycia 210 m³ pary, jednakże z powodu nieszczelności tych przyrządów, oraz przewodów, tudzież ze względu na skroplenie, ilość powyższą zwiększyć należy potrójnie; zatem 210 × 3 = = 630 m³, czyli 630 × 2,10 = *1 323 kgr. pary.*

II-a Saturacya. Powyższe 210 m³ soku, rozcieńczone zostaje mlekiem wapiennem i wysłodzinami pras filtrowych, w stosunku około 12%; otrzyma się zatem 235,2 m³ soku o temp. 75° C. Przy saturowaniu temperatura spada do 68° C. i potrzeba ją podnieść z 68° do 100° C. Otrzymamy tym sposobem 235 200 litr. × 32 kalor. = 7 526 400 jedn. ciepła, co odpowiada 7 526 400 : (650—100) = *13 684 kgr. pary.*

Sokopędy *pomiędzy II-ą saturacyą a II-mi prasami filtrowemi* spotrzebują: 235,2 m³ × 3 × 2,10 kgr. = *1 481 kgr. pary.*

Skrzynie podgrzewające. Sok w przebiegu przez prasy filtrowe znów się oziębia do temperatury 85° C.; podnosząc takowy do temperatury 95° C., spotrzebuje się 235,200 × 10 : : (650 — 100) = *4 276 kgr. pary.*

Stężanie soków. Stężanie soków powszechnie prawie odbywa się w przyrządach stężających o podwójnem działaniu (double effet); ważnem jest przeto chociażby pobieżne tylko naszkicowanie sposobu ich działania.

Powrotna para z maszyn i przyrządów bezpowietrznych, o małej prężności i temperaturze, leżącej między 100° a 110° C., odpowiada zbiorowemu ciepłu pary wynoszącemu 640 jedn. Para ta skropla się w wężownicach pierwszego korpusu (przedziału) i wypływa jako woda o temp. 100° C. do pomp zasilających kotły parowe. Przy skraplaniu się, oddaje ona sokowi 640 — 100 = 540 jedn. ciepła; do wyparowania zaś 1 kgr. wody z soku, przy prężności pary 0,7 do 0,8 atm., zużyje się 632 jedn. ciepła, bo tak silne jest rozrzedzenie powietrza w korpusie pierwszym. Powyższe 540 jedn. ciepła wystarczają zatem do wytworzenia tylko 540 : 632 = 0,82 kgr. pary.

W korpusie drugim zachodzi podobne działanie jak i w pierwszym: 1 kgr. pary z pierwszego korpusu skrapla się w wężownicach drugiego i jako woda o temp. 85° C. pochwyconą zostaje przez pompy warzelne. Ilość ciepła oddana w korpusie drugim wynosi tym sposobem 632 — 85 = 547 jedn. ciepła, co przy prężności 0,2 do 0,3 atm. daje 0,88 kgr. wytworzonej wody. Powyższe zaś 0,85 kgr. pary wytworzonej w korpusie pierwszym, wytwarza jeszcze w korpusie drugim 1 : 0,88 × 0,85 = 0,748 kgr., skutkiem czego suma pary wytworzonej ze stężanych soków wynosi na 1 kgr. pary powrotnej (0,85 + 0,748) = 1,598 kgr.

Pomienione 235 200 litrów soku, powiększają się przez dodanie wysłodzin z pras filtrowych o 7%, skutkiem czego sok z 4 000 ctn. buraków wyniesie w ogóle 251 600 litrów. Przyjmując, że powyższe 4 000 ctn. buraków zawierają 12% cukru, wypadnie około 12,80% masy cukrowej o 93% substancyj suchych, czyli 12,80 × 93 = 11,90% substancyj suchych, co wyniesie 19 482 kgr.

W przyrządach stężających zgęszcza się soki do 45° Bx., otrzymana ilość soku gęstego wynosi zatem:

$$x = \frac{19\,482 \times 100}{45} = 43\,290 \text{ kgr.},$$

o ciężar. właśc. 1,2 czyli 36 070 litrów. Wypada zatem 251 600 — 36 070 = 215 530 litrów wody do wyparowania, co odpowiada:

215 530 : 1,598 = 134 870 kgr. pary.

Z powyższej ilości pary maszyny dostarczają 69 725 kgr., potrzeba przeto dodać *jeszcze 65 118* kgr. pary bezpośredniej, plus 3% na wypromieniowanie. W powyższej sumie jest także zawartą cała para, jakiej dostarczają przyrządy bezpowietrzne, kotły do klarowania, i t. d., a im więcej przybywa takiej pary, tem mniejszą ilość pary bezpośredniej dodawać potrzeba. Jeżeli zdarzy się, że nie ma potrzeby używania pary bezpośredniej do przyrządów stężających a nawet, że wiele jest pary powrotnej, to można to przypisać tylko błędnemu urządzeniu fabryki. Powodem w tym razie jest niedokładne zamykanie suwaków i tłoków maszynowych, albo też nadmierna ilość pary przepływającej przez wężownice przyrządów bezpowietrznych.

Przyrządy bezpowietrzne (vacuum). Otrzymane według powyższego obliczenia 36 070 kgr. soku gęstego redukuje się przy gotowaniu do 20 966 kgr. masy cukrowej (12,80%); odparowano zatem 15 104 kgr. wody. 1 kgr. pary bezpośredniej posiada 650 jedn. ciepła, a przyrządom bezpowietrznym oddać można 550 jedn. ciepła. Gdy wszakże do odparowania 1 kgr. wody w próżni, przy prężności pary od 0,2 do 0,3 atm. potrzeba 632 jedn. ciepła, należy więc zużyć 15 104 × 632 : 550 = *17 369 kgr. pary.*

Zauważymy tutaj, że przy obliczeniu działania przyrządów stężających i bezpowietrznych, przyjęliśmy temperaturę wody odpływowej równą 100° C., ponieważ obliczenie zasadza się zawsze na zupełnem zużyciu pary; nie jest to

zupełnie słusznem, gdyż w przyrządach stężających może ona posiadać temp. 85° C., a w bezpowietrznych jeszcze niższą, skoro ciecze gotowane w tychże przyrządach mają tak niską temperaturę. W rzeczywistości jednakże taką temperaturę trudno osiągnąć, gdyż zabrane małe ilości pary ogrzewają ochłodzoną wodę napowrót do 100° C.; właściwiej będzie przeto przyjąć w obliczeniu temperaturę 100° C.

Przy tej sposobności pragnęlibyśmy sprostować tak bardzo rozpowszechnione błędne mniemanie co do zużycia pary przy gotowaniu masy cukrowej. Jak wiadomo gotowanie soku w przyrządach bezpowietrznych odbywa się w rozmaity sposób: albo gotuje się sok tak mocno, że otrzymana masa cukrowa, po nalaniu do form w kilka godzin krystalizuje, albo też wytwarza się kryształy w samych przyrządach i spuszcza do form lub poddaje działaniu odśrodkowców. Ostatni sposób gotowania przedstawia różne korzyści, chociaż zarzucają powszechnie że gotowanie na kryształ wymaga więcej czasu, pary i t. p. Że wymaga ono więcej czasu, nie ulega to żadnej wątpliwości: podgęszczona masa jest złym przewodnikiem ciepła i w tym samym czasie możnaby podwójną ilość masy cukrowej ugotować na czysto (na blank). Ale co do zużycia pary rzecz przedstawia się całkiem inaczej. Mierzy się ono: nie czasem gotowania, ale ilością wody parującej, a ilość ta przy gotowaniu masy na kryształ nie jest większą, niż przy gotowanej na czysto. Jeżeli gęsta ciecz zamienia się na masę krystaliczną, wówczas para oddaje jej małą tylko ilość własnego ciepła, przechodząc przez wężownice bez skroplenia. Tymczasem taka para nie jest zużytą czyli straconą, gdyż zużytkowaną zostaje do przyrządów stężających, gdzie zastępuje dodawanie pary bezpośredniej. Po ukończonej kampanii bywa zwykle nadmiar pary powrotnej, a wtedy para powrotna przyrządu bezpowietrznego jest rzeczywiście straconą i gotowanie na kryształ wymaga więcej pary, niż gotowanie na czysto. Ciekawym jest sposób, w jaki praktyczni amerykanie usuwają tę trudność, w swych wielkich rafineryach. Oto ustawiają oni przyrząd bezpowietrzny na najwyższych piętrach bardzo zresztą wysokich zabudowań fabrycznych, co umożebnia powrót pary zużytej w tychże przyrządach bez żadnych urządzeń maszynowych, wprost do kotłów parowych pod powierzchnię wody. Tym sposobem zapobiega się stracie ciepła i wody.

Gotowanie drugiego produktu wymaga małej ilości pary; przyjmując, że z otrzymanej masy cukrowej dostaje się 50% mączki, pozostaje 9 741 kgr. substancyj suchych, więcej 14% wody z masy cukrowej, więcej 10% wody wytworzonej w odśrodkowcach skutkiem dodawania pary. Z tych 24% wody oddala się przez gotowanie 16%, do odparowania przypada zatem 1 558 kgr. wody, co odpowiada 1 558 × 632 : 55 = *1 791 kgr. pary.*

Celem uproszczenia rachunku można przyjąć, że do sporządzonego zabiału klersowego zużytym zostaje cały odciek rafinady, ten zaś gotuje się podobnie jak masa cukrowa, następnie po przesianiu w odśrodkowcach roztwarza znów w wodzie i jako zabiał klersowy filtruje. Do tej czynności zużywa się *najwyżej 6 000 kgr. pary.*

Zużycie pary na niewymienionych jeszcze stacyach, jest stosunkowo bardzo małe i zależne od okoliczności; to też podajemy tu wprost dane liczbowe, które zresztą zgadzają się z obliczeniem. I tak: przyrządy *Eisfeldt'a* w odżywialni kości zużywają 4 000 kgr., do ogrzewania wody do wysładzania pras filtrowych 1 000 kgr., do ogrzewania produktowni 4 000 kgr., do sokopędów od wysładzania pras filtrowych 1 000 kgr., do sokopędu prowadzącego sok gęsty 750 kgr., do ogrzewania suszarni 4 500 kgr.

Skupiając wszystkie powyżej przytoczone dane, otrzymujemy następujące zestawienie:

Przyrządy *Eisfeldt'a* w odżywialni kości	4 000	kgr.
Parowanie filtrów	2 000	„
Ogrzewanie wody do wysładzania pras filtrowych	1 000	„
„ produktowni	4 000	„
Sokopędy do wysładzania pras filtrowych	1 000	„
Sokopęd do soku gęstego	750	„
Ogrzewanie suszarni	4 500	„
Maszyny parowe: 69 752 + 3%	71 844	„
Dyfuzya (4 607 + 15 273) + 5%	20 874	„
do przeniesienia	109 968	kgr.
z przeniesienia	109 968	krg.
I-a Saturacya 26 727 + 3%	27 528	„
Sokopędy	1 323	„
II-a Saturacya 13 684 + 3%	14 092	„
Sokopędy prowadzące do II-ch pras filtrowych	1 481	„
Skrzynie podgrzewające 4 276 + 10%	4 703	„
Parowanie w przyrządach stężających 65 118 + 2%	66 418	„
Przyrządy bezpowietrzne: 17 369 + 1 791 + + 6 000 = 25 160 + 3%	25 913	„
Ogół zużytej pary	251 426	kgr.

Wytwarzanie pary bywa zwykle w cukrowniach tak forsownem, że 1 kgr. dobrych węgli rzadko kiedy zamienia na parę więcej nad 6 kgr., zaś 1 kgr. węgla średniej dobroci nie więcej nad 5 kgr. wody. W pierwszym razie wypadnie zatem 251 426 : 6 = 41904 kgr. węgla czyli 1 023 ctn., co stanowi 25% węgla w porównaniu do ilości przerobionych buraków. W drugim razie wypadnie 31% węgla. W granicach tych dwóch liczb, znajdują się rezultaty przeważnej liczby cukrowni. Nadmienić tu jednak wypada, że są wypadki, w których powyższe liczby zostają przekroczone. I tak np., w tych fabrykach, gdzie odciąga się więcej soku z dyfuzyi niż to powyżej było przyjętem, albo też gdzie doprowadza się więcej wysłodzin, — ilość pary przy stężaniu także musi być większą, albo też następuje strata pary przez niezużytkowanie pary powrotnej.

W takich wypadkach zużywa się więcej pary, niż powyżej podana norma 251 426 kgr. Z drugiej strony atoli można osiągnąć wcale znaczną oszczędność za pomocą następnego urządzenia. W powyższem obliczeniu przyjęliśmy jako podstawę stężania soków w przyrządach stężających o podwójnem dzianiu, że 1 kgr. pary powrotnej jest w stanie wyparować 1,598 kgr. wody. Tymczasem przy użyciu przyrządów o potrójnem działaniu, zużycie pary jest o wiele korzystniejszem, gdyż 1 kgr. pary powrotnej wyparuje 2,26 kgr. wody; w takim razie otrzymywamy tylko: 215 530 kgr. : 2 26 = 95 370 kgr. pary, zamiast powyżej wyliczonych 134 870 kgr., — różnica wynosi zatem 39 500 kgr. pary.

Powtóre, para do dyfuzyi może być w znacznej części zaoszczędzoną, jeżeli gorąca woda, pochodząca ze skroplenia w przyrządach stężających, użytą będzie jako woda cisnąca, skutkiem czego zamiast 19 880 kgr. pary, potrzeba będzie do tego celu najwyżej 9 880 kgr.

Obliczając w tych warunkach zużycie węgla, otrzymamy tylko 819 ctn., czyli 20% w stosunku do ilości przerobionych buraków. Przy bardzo dokładnem urządzeniu cukrowni, stosunek ten może być rzeczywiście osiągniętym. I tak np. jedna z największych cukrowni (z rafineryą) w Królestwie Polskiem zużywa w ciągu kampanii 23% węgla kamiennego.

Nie ulega wątpliwości, że przy ciągłych udoskonaleniach w dziedzinie cukrownictwa, zaoszczędzenie pary a stąd i paliwa posunie się jeszcze dalej, — a tem więcej spodziewać się tego należy, że kwestya ta staje się istotnie coraz bardziej palącą. Powyższe uwagi są niejako streszczeniem obecnego stanu tej sprawy, którą bacznej uwadze cukrowników naszych polecamy.

F. Kuester.

MASZYNY OBROTOWE

systemu SĘKOWSKIEGO.

(Dokończenie).

(Tabl. XVI, XVII, XVIII).

Dopiero co rozpatrzona maszyna parowa obrotowa o pełnem ciśnieniu i o osi spółśrodkowej, może być poruszana ogrzanem lub ścieśnionem powietrzem, jak również słupem wody. W ogólności, w przypadku bardzo małych motorów, zastosowanie układu tego może być korzystnem.

Po maszynach tych można spodziewać się ruchu tak regularnego, że koło rozpędowe stanie się zupełnie niepo-

trzebnem, gdyż punkty martwe nie istnieją, zaś sposób działania pary pokazuje, że praca maszyny a zatem i jej prędkość będą stałe. Jeżeli więc wyprostujemy obwód, zakreślony przez środek ciężkości tej części łopatek tłokowych, które na przemiany znoszą ciśnienie pary, podczas każdej połowy obrotu wału głównego maszyny (oznaczony kropkami na fig. 2, Tabl. XII), podług osi *ox* (fig. 1, Tabl. XVIII), będzie to droga przebieżona np. w metrach przez *siłę poruszającą* i styczną do tego obwodu; — zaś, jeżeli na osi *oy* odetniemy rzędną proporcyonalną do stałego ciśnienia pary w cylindrze motorowym, naówczas praca maszyny będzie przedstawiona przez powierzchnią *abco* prostokąta (fig. I, Tabl. XVIII), co dowodzi że taż praca, a zatem i ruch maszyny, są zupełnie jednostajne.

Podobny *diagram pracy* otrzyma się doświadczalnie, za pomocą indykatora, który w tym celu należy skomunikować z wnętrzem cylindra motorowego, za pomocą otworu *i*, (fig. 2, Tabl. XII).

Przejdźmy następnie do *maszyny obrotowej parowej z rozprężalnością stałą i osią spółśrodkową*, przedstawionej na fig. 9 i 10, Tabl. XVI.

Jeżeli wyobrazimy sobie, że do maszyny obrotowej o pełnem ciśnieniu, dopiero co opisanej, dodamy odpowiedni *rozdzielnik pary*, pozwalający doprowadzać parę do cylindra, na początku każdej połowy obrotu łopatek tłokowych, naówczas otrzymamy maszynę obrotową z rozprężalnością stałą.

W tym celu na pokrywie *d*, mieszczącej w sobie kanał przypływowy *h*, spoczywa *rozdzielnik pary*, składający się z cylindra pionowego *D*, widzialnego w przecięciu poziomem $\varepsilon\pi$ na fig. 11 (Tabl. XVI), żaś w dwóch przecięciach pionowych na fig. 9 i 10 (Tabl. XVI). Cylinder *D*, osadzony na czopie pionowym *E*, wśrubowanym w pokrywę *d*, jest otoczony dławnicą *F*, zabezpieczającą od ujścia pary z pod cylindra *D*. Dla zmniejszenia tarcia, powierzchnie te są odwilżane olejem, który napływa odpowiednimi kanałami z oliwiarki *k* do wyżłobienia w podstawie dolnej cylindra *D*. Kształt tego cylindra, jest obmyślony w ten sposób, że symetryczne wycięcia w jego wnętrzu równoległe do tworzących i widzialne na fig. 11 (Tabl. XVI), spotykają podczas ruchu maszyny otwór *h*, którym zaczyna się przypływ pary, podczas gdy każda z łopatek tłokowych znajduje się w położeniu 1 i trwanie przypływu zależy od mniejszej lub większej szerokości kanału *h*.

Górna część cylindra *D*, z przystosowaną do niej rurą dopływową *G*, jest uszczelnioną za pośrednictwem dławnicy *H* w górnej części maszyny, połączonej z pokrywą cylindra czterema słupkami śrubowymi ω, ω.

Tarcie między powierzchniami zetknięcia jest złagodzone smarem, napływającym z oliwiarki k'_1 odpowiednimi kanałami do wyżłobienia w spodniej powierzchni rury *G*, dotykającej górnej podstawy walca *D*, co jest widzialnem na fig. 9 i 10 (Tabl. XVI).

Dla oczyszczenia obu oliwiarek i kanałów doprowadzających smarowidło wewnątrz maszyny, może być wpuszczana para do takowych, za pomocą kurka p'_1 i rurki $m'_1n'_1$ (fig. 10). Z drugiej strony rury przypływowej *G* jest przystosowaną rura *I'K'* z kurkiem *L'* (fig. 10), przez którą oraz przez kanał *i*, jeżeli potrzeba tego wymaga, można ustanowić ciągły przypływ pary do cylindra motorowego i otrzymać tym sposobem pełne ciśnienie, a co najważniejsza zabezpieczyć wprawienie maszyny w ruch. W razie bowiem zatrzymania się jej w chwili, gdy rozdzielnik *D* przykrył swą podeszwą kanał przypływowy *h*, nie możnaby puścić maszyny w ruch, czemu się zapobiega otwierając przypływ parze do cylindra motorowego rurą *I'K'*, co sprowadza obrót wału i zarazem poruszenie z miejsca cylindra *D*, dla tego że tenże cylinder *D* jest związany z wałem motorowym, za pomocą małego wału pionowego $r'_1s'_1$, przytwierdzonego do górnej podstawy cylindra *D* i wychodzącego z rury przypływowej *G*. W dalszym ciągu jest ustanowiony związek między wałem $r'_1s'_1$ i wałem motorowym, za pomocą dwóch par trybów *O'P'* i *Q'R'* oraz innego wału *S'T'*.

Gdy chcemy wprawić maszynę w ruch, należy zacząć od ściśnienia powietrza w zżymaczu m_1, aby zapewnić dokładne przyleganie łopatek tłokowych do ścian wewnętrznych cylindra motorowego, następnie zaś otwiera się przypływ parze rurą *G*. Jeżeli maszyna nie ruszy się, znaczyć to będzie że *rozdzielnik D* przykrył swą podeszwą kanał przypływowy *h*, (fig. 10 i 11) — nie dozwalając parze dostać się do cylindra motorowego. Natenczas otwieramy chwilowo kurek *L'*. Para rurą *I'K'* napłynie do cylindra motorowego, poruszy wał główny maszyny wraz z łopatkami tłokowemi i *rozdzielnik D*, za pomocą organów przesyłających ruch obrotowy. Organa rozdziału pary są urządzone w ten sposób, że gdy jedna z łopatek tłokowych np. *f* jest w położeniu 1, wtedy jedno z wycięć, mieszczące się wewnątrz *rozdzielnika D*, zaczyna odkrywać kanał przypływowy *h*, jak to dokładnie widzieć można na fig. 11. Para przypływając do cylindra motorowego ciśnie na prawą stronę łopatki tłokowej *f*, że zaś na lewej jej stronie jest przeciwciśnienie atmosfery, albo skroplacza, więc różnica tych ciśnień wywołuje ruch obrotowy łopatek tłokowych, a zatem i wału głównego maszyny, oraz dwóch bocznych pokryw cylindra motorowego, ze wszystkimi przyborami.

Wycięcia i podeszwy *rozdzielnika D* są tak wyznaczone, że gdy łopatka tłokowa obracając się, przechodzi z położenia 1 do 2 (fig. 10), wtedy para napływająca do cylindra motorowego działa na łopatkę *f* pełnem ciśnieniem. Począwszy od położenia 2, podeszwa rozdzielnika *D* zakrywa kanał przypływowy *h*, przeto dalej para działa wewnątrz cylindra motorowego na łopatkę *f*, swą rozprężalnością. Ciśnienie pary rozprężającej się jest zawsze większem od przeciwciśnienia atmosfery, lub skroplacza, więc ruch obrotowy uskutecznia się od położenia 2 do 1', w którem kanał odpływowy *e* zaczyna się odkrywać; para zaś, która spełniła swoje działanie w cylindrze motorowym, uchodzi w atmosferę lub do skroplacza.

Łopatki *f* i *g* wykonywały jednocześnie pół obrotu, lecz począwszy od położenia 2', łopatka *g*, przyciskana do powierzchni walcowej pokrywy *d*, cofała się w otwór wału, a doszedłszy do powierzchni pochyłej, linią $\alpha'\beta'$ (fig. 10), pod naciskiem przesłanym od zżymacza wysuwała się znów naprzód, aby w α' oprzeć się na powierzchni wewnętrznej walca motorowego. Gdy łopatka *g* znajduje się w 1, zaś *f*—w 1', kanały odpływowy *e* i przypływowy *h* otwierają się i następuje powtórzenie tych samych przemian ruchu obrotowego.

Dla dopełnienia objaśnień o tych maszynach nadmieniam, że wzór (1) dający ciśnienie w zżymaczu m_1, dla maszyny parowej obrotowej o pełnem ciśnieniu, winien być tu zmienionym z uwagi na to, że w chwili wysuwania się łopatek ze szpary wału głównego, działa nie para świeża lecz rozprężona, zatem ciśnienie na jednostkę powierzchni będzie nie F lecz $F\frac{\alpha}{\alpha_1}$, a stąd tarcie wyraża się przez $F\frac{\alpha}{\alpha_1}lf\left(R-r\right)$, zaś opór wynikający z ciśnienia pary na łopatkę w kierunku promienia cylindra motorowego jest $(e+e'+e'')\,F\frac{\alpha}{\alpha_1}\,l$, a zatem równowaga między temi dwiema siłami, a ciśnieniem powietrza na tłoki w cylindrach e_1 i f_1 wyrazi się przez następującą równość momentów sił działających:

$$\left\{F\frac{\alpha}{\alpha_1}lf\left(R-r\right)+\left(e+e'+e''\right)lF\frac{\alpha}{\alpha_1}\right\}L=\frac{\pi}{4}d^2\lambda\cos\beta X,$$

stąd:

$$X=\frac{4\,FlL\left\{f\left(R-r\right)+\left(e+e'+e''\right)\right\}\frac{\alpha}{\alpha_1}}{\pi\,d^2\,\lambda\,\cos\beta}\,. \qquad (2)$$

Opisane maszyny z rozprężalnością stałą, możnaby z pożytkiem zastosować do obracania pomp odśrodkowych, maszyn elektrycznych znajdujących tak rozległe zastosowanie w świetle elektrycznem, ze względu że tak w pierwszym jak i w drugim przypadku praca oporowa jest stałą, zaś przy maszynach wytwarzających prąd elektryczny żąda się zwykle maszyny parowej z rozprężalnością stałą i bardzo wielką prędkością, np. 1 500 do 2 000 obrotów, co właśnie za pośrednictwem maszyny obrotowej daje się otrzymać.

Zamiast pary możnaby użyć do poruszania—ogrzanego powietrza, nic nie zmieniając w systemie.

Ruch maszyn obrotowych z rozprężalnością stałą będzie mniej regularnym od ruchu wyżej opisanych maszyn o pełnem ciśnieniu,—chociaż bowiem punkty martwe nie ist-

nieją tak w jednych, jak i w drugich, jednak w przypadku rozprężalności, ciśnienie pary na łopatkę podczas jej obrotu jest zmienne. Wynika stąd zmienność pracy motorowej, która musi być zrównoważoną *potęgą żywą koła rozpędowego*. Ciężar tego koła rozpędowego wyznaczymy w następujący sposób.

Z samego początku zaznaczę, iż teorya ta nie będzie zupełnie ścisłą, dla uproszczenia bowiem weźmiemy w rachunek tylko ciężar obwodu pierścieniowego koła rozpędowego, pomijając ciężar ramion i piasty, jak również tarcie systemu.

Przybliżenie w ten sposób otrzymane jest wystarczające dla potrzeb praktyki, tem bardziej, że opuszczone ciężary, wpływać będą w skutek swej bezwładności na powiększenie regularności ruchu maszyny.

Zauważmy najprzód, że ruch obrotowy wału maszyny, na którym koło rozpędowe się znajduje, jest peryodyczny, z prędkością zawartą w pewnych granicach, podczas każdego półobrotu łopatek. Położenia geometryczne systemu obracającego się, odpowiadające największej i najmniejszej prędkości, można wyznaczyć z żądanem przybliżeniem. Rzeczywiście nazwijmy przez:

γ — przyśpieszenie kątowe koła rozpędowego,
I — jego moment bezwładności,
F — jednę z sił poruszających system,
P — jednę z sił oporowych w systemie,

wtedy *przyśpieszenie kątowe*, jak to wiadomem jest z mechaniki rozumowej, będzie:

$$\gamma = \frac{\Sigma\mathfrak{M}F - \Sigma\mathfrak{M}P}{I}, \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (3)$$

co znaczy że, *przyśpieszenie kątowe jest równe sumie algebraicznej momentów sił, działających na obręcz koła rozpędowego względnie do osi obrotu, podzielonej przez moment bezwładności tejże obręczy, wzięty względem tej samej osi.*

Łatwo spostrzedz że, *ile razy prędkość kątowa koła rozpędowego przechodzi przez swą największość albo najmniejszość, suma momentów sił działających względem osi obrotu, jest równa zeru*, czyli że:

$$\Sigma\mathfrak{M}F - \Sigma\mathfrak{M}P = 0,$$

albo:

$$\Sigma\mathfrak{M}F = \Sigma\mathfrak{M}P.$$

Aby więc otrzymać *przyśpieszenie kątowe* γ, należy wyznaczyć położenia odpowiadające największej i najmniejszej prędkości, ocenić pracę rozwiniętą przez siły F i P, podczas tej części obrotu, podczas której ciało obracające się przechodzi od prędkości największej v' do najmniejszej v'' i otrzymaną wartość wprowadzić we wzór (3).

Weźmy teraz *równanie zasadnicze* pracy mechanicznej:

$$\Sigma\,\frac{1}{2}\,mv''^2 - \Sigma\,\frac{1}{2}\,mv'^2 = \Sigma\mathfrak{T}F - \Sigma\mathfrak{T}P, \quad . \quad (4)$$

które znaczy, że *w systemie materyalnym jakimkolwiek, poruszającym się, przyrost siły żywej w pewnym czasie, równa się sumie algebraicznej prac wszystkich sił, działających w tymże czasie na system.*

W obecnym przypadku ruchu obrotowego pierścienia kołowego, jeżeli nazwiemy przez:

ω' — najmniejszą prędkość kątową punktu, oddalonego na jednostkę długości od osi, czyli prędkość początkową w zauważonym peryodzie czasu,
ω'' — największą czyli końcową prędkość kątową tegoż punktu, w tymże samym peryodzie czasu, wtedy:

$$v' = \omega' r,$$
$$v'' = \omega'' r,$$

zaś równanie zasadnicze pracy (4), przedstawi się przez wzór:

$$\frac{\omega''^2}{2}\,\Sigma mr^2 - \frac{\omega'^2}{2}\,\Sigma mr^2 = \Sigma\mathfrak{T}F - \Sigma\mathfrak{T}P. \quad . \quad (5)$$

Σmr^2 jest momentem bezwładności ciała, który oznaczymy przez I.

Również wiemy z mechaniki, że w przypadku ruchu obrotowego ciała:

$$\Sigma\mathfrak{T}F = \int_{\alpha'}^{\alpha''} \Sigma\mathfrak{M}F d\alpha,$$

$$\Sigma\mathfrak{T}P = \int_{\alpha'}^{\alpha''} \Sigma\mathfrak{M}P d\alpha,$$

wprowadziwszy zaś te wartości w równanie zasadnicze pracy (5), mieć będziemy:

$$\frac{1}{2}\,I\left(\omega''^2 - \omega'^2\right) = \int_{\alpha'}^{\alpha''} \Sigma\mathfrak{M}F d\alpha - \int_{\alpha'}^{\alpha''} \Sigma\mathfrak{M}P d\alpha, \quad (6)$$

co znaczy, że w przypadku ruchu obrotowego, nazwawszy przez $\alpha'' - \alpha'$ wielkość kąta obrotu ciała około swej osi w czasie $t'' - t'$ i od prędkości początkowej czyli najmniejszej ω', do prędkości końcowej największej ω'', zaś przez, $\Sigma\mathfrak{M}F$ i $\Sigma\mathfrak{M}P$, sumę momentów sił poruszających i oporowych względnie do tejże samej osi obrotu, można powiedzieć że: *w systemie materyalnym obracającym się około osi stałej, wzrost całkowity siły żywej w pewnym peryodzie czasu, równa się sumie momentów wszystkich sił względem tej samej osi, pomnożonej przez posunięcie się kątowe.*

Ponieważ działanie sił poruszających i oporowych nie jest nigdy stałe, więc druga strona równania (6) jest zmienną, a zatem i pierwsza jest także zmienną; że zaś moment bezwładności I jest ilością stałą, więc pozostałe ilości ω' i ω'', czyli największa i najmniejsza prędkość usiłują zmieniać się w maszynie. Jest rzeczą pożądaną o ile można ograniczyć tę zmienność, czyli nie pozwolić prędkości końcowej ω'' oddalić się od ω', trzeba więc aby $\omega''^2 - \omega'^2$ było, o ile możności, ilością małą, a zatem I — możebnie największą.

Obliczmy najprzód moment bezwładności I, następnie gdy oznaczymy granice prędkości ω'' i ω' roztrząsanie równania (6), pozwoli nam otrzymać szukane wymiary obręczy.

Wiadomo z mechaniki rozumowej, że moment bezwładności pewnego ciała względem osi stałej jest równy sumie iloczynów z mas m, punktów materyalnych składających to ciało, przez kwadraty z odległości r tego punktu od tejże osi stałej, t. j. że:

$$I = \Sigma mr^2 = MR_g^2. \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (7)$$

W wyrażeniu tem M, jest masą całego ciała a R_g, jest tem co nazwano *promieniem wirowania* (rayon de giration) ciała względem osi stałej.

Szukajmy najprzód wartości promienia R_g pierścienia koła rozpędowego. Weźmy pod uwagę element tego pierścienia (fig. II, tabl. XVIII), mający za promień wewnętrzny ρ, a za promień zewnętrzny $(\rho + d\rho)$, wtedy jego powierzchnia s będzie:

$$s = \pi \left\{ (\rho + d\rho)^2 - \rho^2 \right\},$$

opuszczając zaś nieskończenie małą drugiego rzędu mieć będziemy:

$$s = 2\pi\rho d\rho.$$

Jeżeli w dalszym ciągu nazwiemy przez:

R' — promień wewnętrzny pierścienia kołowego,
R'_1 — promień zewnętrzny tegoż pierścienia,
S — jego powierzchnią boczną, mającą za wartość:

$$\pi(R'^2_1 - R'^2),$$

naówczas wartość kwadratu z promienia wirowania otrzymamy ze wzoru:

$$I = SR_g^2 = \int_{R'}^{R'_1} 2\pi\rho d\rho . \rho^2 = 2\pi \int_{R'}^{R'_1} \rho^3 d\rho = \frac{\pi}{2}\left(R'^4_1 - R'^4\right)$$

który daje:

$$R_g^2 = \frac{R'^2_1 + R'^2}{2}.$$

Jeżeli teraz oznaczymy przez:

P — szukany ciężar pierścienia koła rozpędowego,
g = 9,8088, przyspieszenie ciężkości,
V — objętość pierścienia,
l_1 — jego szerokość,

π — stosunek obwodu do średnicy koła równy 3,1416,

Π — ciężar jednego metra sześciennego ciała składającego pierścień, który ze względu że tenże jest z żelaza lanego, równa się 7 200 kgr.,

wtedy:

$$M = \frac{P}{g},$$

$$\text{a } P = V\Pi,$$

$$\text{zaś } V = \pi (R'^2_1 - R'^2)\, l_1.$$

Podstawiając te wszystkie wartości we wzór (7), otrzymamy moment bezwładności obręczy, wyrażony następującą wartością:

$$I = \frac{\pi\Pi}{2g}\, l_1 (R'^4_1 - R'^4). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Prędkości kątowe skrajne ω'' i ω' nie są znane, lecz wiadomą jest prędkość kątowa normalna w, gdyż takowa wyprowadza się z liczby obrotów n koła rozpędowego na minutę, przypuszczając że ruch maszyny jest jednostajny. Jeżeli więc promień koła rozpędowego jest równy jedności, mieć będziemy:

$$w = \frac{\pi n}{30}.$$

Przyjmijmy teraz, że prędkość normalna w jest średnią między prędkościami skrajnemi ω'' i ω', czyli że:

$$\omega'' + \omega' = 2w.$$

Położywszy oprócz tego warunek, że różnica między ω'' i ω' jest częścią daną δ prędkości normalnej w, t. j. że:

$$\omega'' - \omega' = \delta w,$$

otrzymamy:

$$\omega''^2 - \omega'^2 = 2\delta\, w^2,$$

albo:

$$\omega''^2 - \omega^2 = \frac{\pi^2 \delta\, n^2}{450}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Wstawiwszy wartości ze wzorów 8 i 9 w równanie zasadnicze pracy (6), będziemy mieli:

$$12{,}633\, \delta l_1 n^2 (R'^4_1 - R'^4) = \int_{\alpha'}^{\alpha''} \Sigma \mathfrak{M} F d\alpha - \int_{\alpha'}^{\alpha''} \Sigma \mathfrak{M} P d\alpha. \quad (10)$$

Liczba δ jest spółczynnikiem regularności obrotu maszyny, którego wartość zawiera się zwykle między $\frac{1}{20}$ a $\frac{1}{40}$. W przędzalniach np. gdzie regularność ruchu jest warunkiem niezbędnym fabrykacyi, bierze się $\delta = \frac{1}{40}$. Liczba n obrotów maszyny jest dowolną.

Szerokość l_1 obręczy koła rozpędowego, wyznacza się z uwagi na to, że ono w maszynach obrotowych jest zwykle kołem pasowem.

Promień R'_1 zewnętrzny obręczy koła rozpędowego bierze się dowolnie, z warunkiem że niewolno przekroczyć granicy wyznaczonej w mechanice stosowanej wzorem:

$$R'_1 = \frac{52{,}20}{w}.$$

Promień R' wewnętrzny obręczy koła rozpędowego otrzymuje się z równania (10), które daje:

$$R' = \sqrt[4]{R'^4_1 - \frac{\int_{\alpha'}^{\alpha''} \Sigma \mathfrak{M} F d\alpha - \int_{\alpha'}^{\alpha''} \Sigma \mathfrak{M} P d\alpha}{12{,}633\, \delta n^2 l_1}}. \quad (11)$$

Dla wyrachowania promienia R' wewnętrznego obręczy, pozostaje jeszcze wyznaczyć wartość drugiej strony równania (10), czyli co na jedno wychodzi, wartość dwóch całek znajdujących się w ostatnim wzorze, t. j.:

$$\int_{\alpha'}^{\alpha''} \Sigma \mathfrak{M} F d\bar{\alpha} - \int_{\alpha'}^{\alpha''} \Sigma \mathfrak{M} P d\alpha. \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Obie te całki mogą być przedstawione za pomocą dwóch powierzchni, któreby miały za odciętą długość łuku α, czyli drogę przebieżoną przez środek ciężkości przekroju koła rozpędowego, zaś za rzędne, momenty tych sił: poruszających $\mathfrak{M}F$ i oporowych $\mathfrak{M}P$.

Wszystkie te ilości α, $\mathfrak{M}F$ i $\mathfrak{M}P$ uważać będziemy względnie do osi obrotu wału głównego maszyny w sposób następujący:

Nazwiemy przez:

R — promień wewnętrzny cylindra motorowego,

r — promień części wału zawartej wewnątrz cylindra,

wtedy, promień obwodu koła, przebieżonego przez środek ciśnień siły poruszającej F, będzie:

$$\frac{R + r}{2},$$

zaś długość tego obwodu:

$$\pi (R + r).$$

Zatem podczas półobrotu droga ta będzie:

$$\alpha - \frac{\pi}{2} \left(R + r\right),$$

jeżeli zaś przypływ pary odbywa się przez n-tą część półobrotu, to droga α_1 przebieżona podczas pełnego ciśnienia pary będzie:

$$\alpha_1 = \frac{\pi}{2n_1} \left(R - r\right),$$

gdzie n_1 jest rozprężalnością czyli liczbą, dowolną i znaną.

Aby wyznaczyć momenty $\mathfrak{M}F$ siły motorowej, nazwijmy przez:

l — długość cylindra motorowego,

F_1 — ciśnienienie pełne pary na jednostkę powierzchni wewnątrz cylindra,

wtedy moment $\mathfrak{M}F_1$ siły motorowej, podczas peryodu α_1 pełnego ciśnienia, będzie:

$$\mathfrak{M}F_1 = 2(R - r) l F_1 \frac{R + r}{2},$$

albo:

$$\mathfrak{M}F_1 = l F_1 (R^2 - r^2).$$

Dla otrzymania momentów siły motorowej, podczas peryodu rozprężania się pary, potrzeba obliczyć według prawa *Mariotte'a*, ciśnienie pary rozprężonej w różnych położeniach tłoka, od chwili zamknięcia przypływu pary do cylindra, aż do jej ujścia z cylindra. Jeżeli więc np. α_2 jest łukiem drogi przebieżonej przez środek ciśnienia pary podczas jej przypływu, wtedy przyjmując, że rozprężanie odbywa się według prawa *Mariotte'a*, mieć będziemy:

$$F_2 = F_1 \frac{\alpha_1}{\alpha_2},$$

zaś moment siły poruszającej w tem położeniu łopatki będzie:

$$\mathfrak{M}F_2 = l F_1 \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \left(R^2 - r^2\right).$$

W podobny sposób otrzymamy wszystkie inne momenty siły motorowej.

Co do wyznaczenia momentów siły oporowej P, działającej stycznie do obwodu koła pasowego, które tutaj jest zarazem kołem rozpędowem, o promieniu zewnętrznym R'_1, należy ją odnieść do obwodu opisanego przez środek sił poruszających F, t. j. do obwodu kropkowanego na fig. 10, (Tabl. XVI), który ma za długość wyrażenie $\pi(R + r)$ i uważać tę siłę P jako stałą, której średnia wartość otrzymuje się dzieląc pracę pary w cylindrze, podczas jednego obrotu maszyny, przez długość $\pi(R + r)$ drogi przebieżonej przez środek siły poruszającej w tymże samym czasie.

Wiadomo z mechaniki stosowanej że jeżeli nazwiemy przez:

T_p — pracę pary w maszynie podczas jednego jej obrotu,

V — objętość doprowadonej w tym czasie pary o pełnem ciśnieniu,

h — przeciwciśnienie,

tudzież gdy: F_1, α, α_1 i n_1 mają to samo znaczenie, co i poprzednio, wtedy:

$$T_p = VF_1 \left\{ \left(1 + 2{,}3026 \, log \frac{\alpha}{\alpha_1}\right) - \frac{h}{F_1} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_1} \right\},$$

a że:

$$V = \frac{\pi l}{2n_1} (R^2 - r^2),$$

więc.

$$T_p = \frac{\pi l F_1}{2n_1} (R^2 - r^2) \left\{ (1 + 2{,}3026 \, log \, n_1) - \frac{n_1 h}{F_1} \right\},$$

zaś:

$$P = \frac{T_p}{\pi(R + r)} \quad \ldots \ldots \quad (13)$$

W tych warunkach moment siły oporowej będzie stałym, a wartość jego jest:

$$\mathfrak{M}P = \frac{R_1 T_p}{\pi(R + r)} \quad \ldots \ldots \quad (14)$$

Znając drogi α, α_1, α_2, α_3 . . . przebieżone przez środek sił działających na system i momenty sił $\mathfrak{M}F_1$, $\mathfrak{M}F_2$, $\mathfrak{M}F_3$ . . . $\mathfrak{M}P$, odpowiednie tymże drogom, możemy napisać całki wzoru 12-go pod formą następującą:

$$\int_{\alpha'}^{\alpha''} \Sigma \mathfrak{M}F d\alpha - \int_{\alpha'}^{\alpha''} \Sigma \mathfrak{M}P d\alpha = \int_{\alpha'}^{\alpha''} F \frac{R+r}{2} \, d\alpha - \int_{\alpha'}^{\alpha''} \frac{R_1 T_p}{\pi(R+r)} d\alpha. \quad (15)$$

Pierwsza całka drugiej strony ostatniego wzoru jest wartością pracy siły poruszającej F, która może być przedstawiona częścią powierzchni ograniczonej krzywą, mającą iloczyny $F \frac{R + r}{2}$ za rzędne, a długości łuku α za odcięte i jest zawartą między dwiema odciętemi α' i α'', odpowiadającemi najmniejszej i największej prędkości koła rozpędowego.

Druga całka, jest wartością siły oporowej P i ze względu, że siła P uważaną jest za stałą, może być przedstawioną częścią powierzchni prostokąta, mającego iloczyn $\frac{R_1 T_p}{\pi(R + r)}$ za bok pionowy, a długość łuku α, zawartą między dwiema odciętemi α' i α'', za podstawę.

Możemy obliczyć te dwie całki nie zupełnie ściśle, ale z przybliżeniem dostatecznem dla praktyki, metodą *graficzną* czyli *kwadraturową*, która polega na nakreśleniu i wymierzeniu powierzchni, przedstawiających odpowiednie wartości dwóch ostatnich całek wzoru (15).

Podzieliwszy więc drogę przebieżoną, podczas jednego obrotu maszyny, przez środek sił motorowych F, na pewną liczbę m części równych, dla każdego z tych podziałów wyrachuje się momenty sił poruszających F i oporowych P w sposób powyżej wskazany. Następnie, według pewnej podziałki, weźmie się długość *ok*, przedstawiającą liczbę 2π i podzieli się takową na m części równych, a odcięte tych punktów podziału, licząc takowe od punktu 0, będą wartościami α, rosnącemi w postępie arytmetycznym. W każdym punkcie podziału wyprowadzi się rzędną, równą wartości odpowiadającego momentu siły poruszającej. Połączywszy wierzchołki wszystkich tych rzędnych linią ciągłą, otrzymamy linią krzywą ciągłą *oabfslmhnk* (fig. III, tabl. XVIII), zaś powierzchnia tej krzywej ograniczona odciętemi α' i α'', da miarę całki $\int_{\alpha'}^{\alpha''} F \frac{R + r}{2} \, d\alpha$.

Praca stała siły oporowej P, będzie przedstawiona przez powierzchnią prostokąta *oeik*, w którym *oe* będzie uważane za siłę stałą działającą stycznie do obwodu koła o promieniu równym 1, któraby wykonała taką samą pracę jak siła P, czyli że *oe* przedstawi moment siły $\mathfrak{M}P$.

Linia prosta pozioma *ei* przecina linią krzywą w punktach *e*, *f*, *g*, *h*. W każdym z tych punktów obie te linie *ei* i *oabfslmhnk* mają też samą rzędną, co dowodzi że $\mathfrak{M}F = \mathfrak{M}P$, t. j. że dla położeń odpowiadających tym punktom momenty sił F i P są sobie równe; te pozycie odpowiadają więc najmniejszej i największej prędkości kołą rozpędowego. W punkcie *e* będziemy mieli najmniejszą prędkość, gdyż ku końcowi obrotu poprzedniego, siła oporu jest większą od poruszającej. Od *e* do *f* siła poruszająca przewyższa oporową, prędkość wzrasta i punkt *f* odpowiada największej prędkości. Od *f* do *g*, przeciwnie praca poruszająca jest mniejszą od pracy oporowej, więc w tym peryodzie prędkość maleje i punkt *g* odpowiada jej najmniejszej wartości. W podobny sposób spostrzegamy, że punkt *h* odpowiada największej a punkt *i* najmniejszej prędkości koła rozpędowego.

Jeżeli teraz poprowadzimy rzędne *fq* i *hz*, naówczas odcięte *oq* i *oz* dadzą długości łuku α, rachując takowe na obwodzie kropkowanym (fig. 10, tabl. XVI), od położenia 1 łopatki tłokowej do pierwszej i drugiej największej prędkości koła rozpędowego i całego systemu; żeby otrzymać podobne długości łuku α, odpowiadające najmniejszej prędkosci, należy uważać odcięte, z których pierwsza jest równa zeru a druga *od*, co dowodzi że najmniejsze prędkości odpowiadają położeniom łopatki w położeniu 1 albo 1'.

Część *eabf* całkowitej powierzchni przedstawia przewyżkę pracy poruszającej nad pracę oporową, od pierwszej najmniejszości do pierwszej największości, zaś *fsg* przewyżkę pracy oporowej nad pracę poruszającą, od pierwszej największości do drugiej najmniejszości; podobnież *glmh* i *hni*. Wymierzywszy na figurze III (tabl. XVIII) te cztery przewyżki, wartość bezwzględna większej będzie wartością różnicy dwóch całek, znajdujących się we wzorze (11), który daje wartość promienia R' wewnętrznego koła rozpędowego, że zaś inne jego wymiary są wiadome, więc zadanie jest rozwiązane.

Tenże sam *diagram pracy poruszającej*, można otrzymać doświadczalnie, za pomocą indykatora, który należy skomunikować z kanałem *i* (fig. 10, tabl. XVI), zamkniętym swą śrubą i łączącym się z wnętrzem cylindra motorowego.

Nadmienić jeszcze można że siła oporowa P mogłaby być zmienną a nie stałą, jak to przypuściliśmy przy kreśleniu diagramu pracy na fig. III i wtedy linia *ei* nie byłaby prostą ale krzywą.

Teraz zajmiemy się opisem i teoryą *maszyn obrotowych o osi mimośrodkowej*. W tym systemie rura odpływowa pary lub innego środka, który już spełnił swoje działanie w cylindrze, może być umieszczoną w trojaki sposób:

1) w górnej części cylindra (fig. IV, tabl. XVIII).

2) na poziomie osi wału głównego maszyny (fig. V).

3) w dolnej części cylindra (fig. VI), w położeniu łopatek 11', odpowiadającem początkowi napływu pary do cylindra.

1) Pierwszy sposób jest złym z tego względu, że para działa w dobrych warunkach tylko wtedy, gdy łopatka tłokowa *f* przechodzi z położenia 3 do 1; w tym bowiem tylko czasie jest przeciwciśnienie atmosfery lub prężności w skraplaczu. Gdy zaś łopatka *f* dojdzie do 1' wtedy druga łopatka *g* będzie już w 1 i od tej chwili para przestaje napływać na łopatkę *f*, a natomiast zaczyna — na łopałkę *g*. Stąd wynika, że przy dalszym obrocie para zamknięta między obiema łopatkami sprawia ciśnienie pożyteczne na łopatkę *f*, zaś przeciwciśnienie na *g*, skutek zależeć więc będzie od różnicy powierzchni łopatek. W położeniu 2 2' ciśnienie i przeciwciśnienie będą sobie równe. Od 2' do 3' przeciwciśnienie na *g* jest większem od ciśnienia na *f*. Gdy łopatka *f* jest w 3', wtedy zaczyna się odpływ, zaś na łopatkę *g* działa ciśnienie pary zmniejszone tylko o przeciwciśnienie atmosferyczne lub skroplacza przez obrót od 3 do 1', w dalszym ciągu znów następuje strata przez zwiększające się przeciwciśnienie. Ta strata pracy w maszynie jest szkodliwą i niczem niewynagrodzoną.

2) Drugi sposób (fig. V, tabl. XVIII), jest już więcej odpowiednim, gdyż odpływ pary rurą *e* zaczyna się gdy jedna z łopatek tłokowych jest w 2', zatem już od położenia 2, druga łopatka doznaje przeciwciśnienia atmosfery albo w skroplaczu — i tylko podczas przejścia tej ostatniej łopatki od 1 do 2, przeciwciśnienie powiększone jest różnicą ciśnień pary na spodnie powiększenie obu łopatek. Łatwo spostrzedz że łopatka *g*, przechodząc od 1' do 2', jest poruszana siłą pary na wierzchnią jej powierzchnię, zmniejszoną

o malejące podczas tego obrotu przeciwciśnienie na spodnią powierzchnię, aż do zrównoważenia się obu tych ciśnień w położeniu 2 2′ łopatki *f*. Największe przeciwciśnienie jest w położeniu łopatek 1,1′.

Urządzenie to zastosowaliśmy w *maszynie obrotowej o pełnem ciśnieniu, oraz cząstkowej rozprężalności i osi mimośrodkowej*, przedstawionej w przecięciu poprzecznem na fig. 12 (tabl. XVII). Maszyna ta różni się tem od podobnejże maszyny obrotowej parowej o pełnem ciśnieniu i osi spółśrodkowej, przedstawionej na fig. 1 i 2 (tabl. XII), że oś wału przechodzi równolegle nad osią cylindra motorowego i że tenże cylinder odlany jest w jednej całości, więc przykrywa *d* nie istnieje tutaj, zaś rura odpływowa *e*, dla otrzymania cząstkowego rozprężania, znajduje się nie na dole cylindra, ale na poziomie osi wału.

Obliczenie prężności powietrza, w zżymaczu tej maszyny, uskutecznia się za pomocą wzoru (1), z warunkiem że we wzór ten wprowadzimy największy opór tarcia i że *e* i *e″* przypuścimy równe zeru,—ponieważ tutaj łopatki wysuwają się ze swych siedlisk podczas całego półobrotu wału, dotykając wnętrza cylindra ścianą równoległą do tworzących, gdy wtedy w poprzedniej maszynie (fig. 1 i 2, tabl. XII) to wysuwanie jest natychmiastowe, niedotykając wnętrza cylindra ścianą wzmiankowaną, na którą w skutek tego podczas jej wysuwania para ciśnie, co nie ma miejsca na fig. 12 (tabl. XVII). Łatwo to zrozumieć, rozpatrując przyleganie łopatki do wnętrza cylindra motorowego, podczas całkowitego obrotu.

3) Trzeci sposób urządzenia odpływu rurą *e*, umieszczoną na dole cylindra (fig. VI, tabl. XVIII) pozwala najlepiej spożytkować pracę pary; w tym razie jest stałe przeciwciśnienie atmosfery lub skroplacza.

Z tego powodu rura odpływowa *e* znajduje się na dole cylindra motorowego *maszyny obrotowej parowej z rozprężalnością stałą i osią mimośrodkową*, przedstawionej w przecięciu poprzecznem na fig. 13 (tabl. XVII). Różnica zachodząca między tą maszyną a podobną jej obrotową, lecz o osi spółśrodkowej, (fig. 9 i 10, tabl. XVI) polega na tem, że oś wału maszyny widzialnej na fig. 10, jest podniesiona i przechodzi równolegle do osi cylindra motorowego, tudzież że cylinder odlany jest w jednej całości, a zatem przykrywa *d* widzialna na fig. 9 i 10 nie istnieje tutaj.

Urządzenie zżymacza pozostaje toż samo, lecz we wzorze (2) służącym do obliczenia prężności ścieśnionego w nim powietrza, należy wziąść największe ciśnienie pary na łopatkę, w sposób wskazany w dalszym ciągu tej pracy, przy teoryi kół rozpędowych, aby tym sposobem wprowadzić we wzór (2) największy opór tarcia, jak również potrzeba aby *e* i *e″* były równe zeru. Pochodzi to stąd, że teraz wysuwanie łopatek z ich siedlisk odbywa się w innych warunkach, niż w poprzedniej maszynie.

W tej ostatniej wysuwanie się jest natychmiastowe i podczas takowego ściana łopatki równoległa do tworzących cylindra nie dotyka jego wnętrza, więc odbiera ciśnienie pary, nie istniejące w maszynie przedstawionej na (fig. 13, Tabl. XVII).

Co się dotyczy *rozdzielnika pary D*, ten jest zupełnie podobny, pod względem budowy do poprzedniego (fig. 9 i 10, tabl. XVI), zachodzi tylko różnica co do wyznaczenia kąta, pod którym podeszwa rozdzielnika powinna przykrywać kanał przypływowy *h*. Kąt ten jest zawsze zależnym, we wszystkich mych maszynach obrotowych z rozprężalnością, od kąta obrotu łopatek, podczas którego przypływ pary do cylindra motorowego ma miejsce.

W maszynach o osi spółśrodkowej (fig. 10, tabl. XVI), kąt taki łatwo otrzymać, gdyż półobrót kropkowany przebieżony przez siłę poruszającą jest spółśrodkowym z wałem maszyny i zarazem z cylindrem motorowym, należy więc tylko podzielić ten półobrót na liczbę części równą rozprężalności żądanej. Rzecz się ma zupełnie inaczej w studyach rozprężalności maszyny o osi mimośrodkowej (fig. 13, tabl. XVII), gdyż tutaj, aby podzielić półokrąg kropkowany siły poruszającej i mający swój środek pomiędzy środkami wału maszyny i cylindra motorowego, trzeba długość łuku na tym półokręgu wyrazić w funkcyi kąta opisanego w tymże czasie przez wał maszyny.

Od tego kąta, który nazywam *kątem napływu pary*, zależy kąt rozdzielnika *D*, podług którego jego podeszwa powinna przykrywać kanał przypływowy *h*. Konieczność wyrażenia długości łuku, zakreślonego przez siłę poruszającą, w funkcyi kąta zakreślonego przez wał maszyny, jest również niezbędną do wyznaczenia ciężaru, a zatem rozmiarów koła rozpędowego maszyn obrotowych z osią mimośrodkową, albowiem nietylko długości łuków, czyli dróg przebieżonych przez siłę poruszającą, lecz i momenty tejże siły będą wyrażone w funkcyi tego kąta, gdyż ciśnienie pary w cylindrze motorowym, powierzchnia znosząca to ciśnienie i ramię drąga siły, są tutaj zmiennemi, więc momenty siły poruszającej posiadające te trzy zmienności, są zależne od kąta utworzonego przez linię pionową z linią, łączącą środek wału z odpowiednim punktem koła, zakreślonego przez siłę poruszającą. Dla wystudyowania więc *rozdziału pary* i *teoryi kół rozpędowych* maszyn o osi mimośrodowej, przedewszystkiem jest rzeczą niezbędną rozwiązać zadanie następujące:

Podzielić różnicę powierzchni (fig. VII, tabl. XVIII) *dwóch kół* ON *i* CM *mimośrodkowych i stycznych wewnętrznie na* n *równych części.*

Aby rozwiązać to zadanie, oznaczmy przez:

$r = OA = ON$, długość promienia koła wewnętrznego,
$R = CA = CM$, długość promienia koła zewnętrznego,
$a = R - r = CO$, odległość środków tych kół stycznych wewnętrznie,
φ — kąt AOM,
θ — kąt ACM.

Wynika z wysłowienia zadania że:

powierzchnia AOM — powierzchnia $AON = \frac{1}{n}\pi(R^2 - r^2)$.

Ponieważ powierzchnia $AON = \frac{1}{2}r^2\varphi$, więc powierzchnia $AOM - \frac{1}{2}r^2\varphi = \frac{1}{n}\pi(R^2 - r^2)$. Pozostaje zatem *obliczyć powierzchnią AOM.*

I) *Rozwiązanie za pomocą rachunku całkowego.* Zauważmy że odnosząc oba koła do spółrzędnych biegunowych, w których O jest początkiem zaś OA, osią biegunową, mieć będziemy:

$$\text{powierzchnia } AOM = \frac{1}{2}\int_0^\varphi \rho^2 d\varphi.$$

Potrzeba teraz wyrazić ρ w funkcyi φ, t. j. znaleść równania koła OM odniesione do spółrzędnych biegunowych.

W tym celu zauważmy że to koło odniesione do spółrzędnych prostokątnych YOX, przedstawi się równaniem:

$$(Y - a)^2 + X^2 = R^2,$$

a zatem równanie tegoż koła względnie do spółrzędnych biegunowych będzie:

$$(\rho\cos\varphi + a)^2 + \rho^2\sin^2\varphi = R^2,$$

stąd:

$$\rho = -a\cos\varphi \pm \sqrt{R^2 - a^2\sin^2\varphi}.$$

Wystarcza wziąć znak + aby przedstawić całą krzywą, więc:

$$\rho^2 = a^2(\cos^2\varphi - \sin^2\varphi) + R^2 - 2a\cos\varphi\sqrt{R^2 - a^2\sin^2\varphi},$$

zaś:

$$\int_0^\varphi \rho^2 d\varphi = a^2\int_0^\varphi(\cos^2\varphi - \sin^2\varphi)d\varphi + R^2\int_0^\varphi d\varphi -$$
$$- 2a\int_0^\varphi\sqrt{R^2 - a^2\sin^2\varphi}\,.\cos\varphi d\varphi, \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

albo położywszy $z = \sin\varphi$ i $dz = \cos\varphi d\varphi$, mieć będziemy:

$$\int_0^\varphi \rho^2 d\varphi = a^2\cos\varphi\sin\varphi + R^2\varphi - 2a\int_0^z\sqrt{R^2 - a^2z^2}dz. \quad (17)$$

Dla rozwiązania całki $\int_0^z\sqrt{R^2 - a^2z^2}dz$, możemy napisać według metody zwyczajnej:

$$\int_0^z\sqrt{R^2 - a^2z^2}dz = \int_0^z\frac{R^2 - a^2z^2}{\sqrt{R^2 - a^2z^2}}dz.$$

Z drugiej strony całkowanie cząstkowe daje:

$$\int_o^z \sqrt{R^2 - a^2z^2}dz = z\sqrt{R^2 - a^2z^2} + \int_o^z \frac{a^2z^2}{\sqrt{R^2 - a^2z^2}}dz.$$

Dodawszy do siebie odpowiednie strony dwóch ostatnich związków mieć będziemy:

$$2\int_o^z \sqrt{R^2 - a^2z^2}dz = z\sqrt{R^2 - a^2z^2} + \int_o^z \frac{R^2dz}{\sqrt{R^2 - a^2z^2}},$$

że zaś:

$$\int_o^z \frac{dz}{\sqrt{R^2 - a^2z^2}} = \frac{1}{a}\int_o^z \frac{d\left(\frac{az}{R}\right)}{\sqrt{1-\left(\frac{az}{R}\right)^2}} = \frac{1}{a} \, arc \sin\left(\frac{az}{R}\right),$$

więc:

$$2\int_o^z \sqrt{R^2 - a^2z^2}\,.\,dz = z\sqrt{R^2 - a^2z^2} + \frac{R^2}{a} \, arc \sin\left(\frac{az}{R}\right).$$

Wstawiwszy $z = \sin \varphi$, i wprowadziwszy otrzymane wartości w równanie (16) lub (17), mieć będziemy wyrażenie na podwójną powierzchnię AOM:

$$2 \times AOM = R^2\left[\varphi - arc \sin\left(\frac{a \sin \varphi}{R}\right)\right] -$$
$$- a(\sqrt{R^2 - a^2 \sin^2\varphi} - a \cos \varphi) \sin \varphi.$$

II) *Rozwiązanie za pomocą geometryi zwyczajnej.* Można napisać następującą równość:
powierzchnia AOM = powierzchni wycinka ACM — powierzchnia trójkąta COM.

Lecz powierzchnia wycinka $ACM = \frac{1}{2}R^2\Theta$, a powierzchnia trójkąta $COM = \frac{1}{2}\,\overline{CO} \times \overline{MQ} = \frac{1}{2}\,aR \sin \Theta$,
zatem:

$$AOM = \frac{1}{2}\,R^2\Theta - \frac{1}{2}\,aR \sin \Theta.$$

Należy teraz Θ i $\sin \Theta$ wyrazić w funkcyi φ.
W tym celu zauważmy:
1) że $CP = a \sin(\pi - \varphi) = + a \sin \varphi$, można także napisać:

$$CP = CM \sin CMP = R \sin(\varphi - \Theta),$$

więc:

$$a \sin \varphi = R \sin(\varphi - \Theta),$$

stąd:

$$\Theta = \varphi - arc \sin\left(\frac{a \sin \varphi}{R}\right). \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

2) aby obliczyć $\sin \Theta$ uważamy że:

$$MQ = \overline{CM} \sin QCM = R \sin \Theta$$

albo też:

$$MQ = \overline{MO} \sin MOQ = MO \sin \varphi,$$

więc:

$$R \sin \Theta = \overline{MO} \sin \varphi,$$

że zaś:

$$MO = MP + PO,$$
$$\text{a } MP = \sqrt{\overline{MC}^2 - \overline{CP}^2} = \sqrt{R^2 - a^2 \sin^2\varphi},$$
$$\text{i } PO = CO \cos \widehat{COP} = a \cos(\pi - \varphi) = - a \cos \varphi,$$

wynika że:

$$R \sin \Theta = (\sqrt{R^2 - a^2 \sin^2\varphi} - a \cos \varphi) \sin \varphi,$$

a zatem

$$2 \times \text{powierzchnia } AOM = R^2\Theta - aR \sin \Theta,$$

lub też:

$$2 \times AOM = R^2\left[\varphi - arc \sin\left(\frac{a \sin \varphi}{R}\right)\right] -$$
$$- a(\sqrt{R^2 - a^2 \sin^2\varphi} - a \cos \varphi) \sin \varphi.$$

Ten sam związek otrzymaliśmy co i poprzednio.

Tak więc równanie które z początku wyraziliśmy przez: powierzchnia $AOM - \frac{1}{2}\,r^2\varphi = \frac{1}{n}\,\pi(R^2 - r^2)$, będzie przedstawione ostatecznie po przeniesieniu wszystkich wyrazów na stronę pierwszą przez:

$$(R^2 - r^2)\left(\varphi - \frac{2\pi}{n}\right) - R^2 arc \sin\left(\frac{a \sin \varphi}{R}\right) + a^2 \sin\varphi \cos\varphi -$$
$$- a \sin \varphi \sqrt{R^2 - a^2 \sin^2\varphi} = 0. \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

Wzór ten daje kąt φ, odpowiadający promieniowi OM pierwszego podziału. Żeby zaś otrzymać inne promienie OM', OM'' i t. d., odpowiadające następującym podziałom, potrzeba we wzorze (19) zastąpić $\frac{1}{n}$ przez $\frac{2}{n}$, $\frac{3}{n}$ i t. d.

Wzór (19) pozwala zatem wyliczyć najpierw kąt φ *całkowitego napływu pary* do cylindra motorowego i tem samem rozwiązać zadanie *rodziału pary* w maszynie, albowiem od tego kąta φ jest zależnym kąt obrotu rozdzielnika D, podług którego, jak również i według zasady przepływu gazów pod ciśnieniem przez otwory, wyznaczają się wymiary kanału napływowego h, oraz dwóch wycięć w tymże rozdzielniku D.

Drugie zastosowanie znajdzie wzór (18) w *teoryi kół rozpędowych dla maszyn obrotowych o osi mimośrodkowej.* Zajmijmy się najpierw *maszyną obrotową o pełnem ciśnieniu, oraz cząstkowej rozprężalności i osi mimośrodkowej* (patrz fig. 12, tabl. XVII). Wszystko to, co w tym względzie było powiedzianem przy maszynie o osi spółśrodkowej, stosuje się tutaj w zupełności, zatem wzór (11) służyć będzie do wyznaczenia wymiarów i ciężaru obwodu koła rozpędowego w obecnym przypadku, z zastrzeżeniem że wartość znajdujących się w nim dwóch całek powinna być odpowiednio wyznaczoną. Zachowując nazwy, wyżej przyjęte i rozwijając ostatnią teoryą koła rozpędowego, mieć tu będziemy:

$$\alpha = \alpha_1 = \frac{\pi}{2}\,(R + r),$$

gdyż para napływa podczas całej połowy obrotu łopatek.

Dla obliczenia zaś momentów $\mathfrak{M}F$ siły motorowej, potrzeba je wyrachować w różnych położeniach łopatki, tak podczas pełnego ciśnienia pary, jak i jej rozprężania. Wszystkie te momenty będą obliczone, względnie do osi obrotu maszyny,—że zaś oś ta jest mimośrodkową, względnie do cylindra motorowego, stąd wynika że w szukanych momentach ilości takie jak, część powierzchni łopatki znoszącej ciśnienie pary i ramię drąga siły, są zmienne, zaś samo ciśnienie pary, stałe w okresie przypływu, przyjmiemy jako zmieniające się według prawa *Mariette'a* podczas rozprężania. Jest więc pewna odmiana w wyszukiwaniu wartości momentów siły motorowej podczas pełnego ciśnienia pary w cylindrze i podczas rozprężania się pary.

W obu tych razach następujące wzory są niezbędne, 1) dla otrzymania wyrażenia pozwalającego obliczyć długość Θ łuku biorącego swój początek w położeniu 1 łopatki i przebieganego przez środek siły motorowej, weźmy wzór (20) powyżej wywiedziony i zastąpmy w nim R przez R_1, naówczas mieć będziemy:

$$\Theta = \varphi - arc \sin\left(\frac{\frac{a}{2} \sin \varphi}{R_1}\right).$$

W tym wzorze R_1 jest najkrótszą odległością osi cylindra motorowego od obwodu zakreślonego przez środek ciężkości siły motorowej. Wyraźmy R_1 jako też i mimośródkowość a, w funkcyi promieni znanych R i r, cylindra motorowego i wału przechodzącego przez ten cylinder, naówczas (patrz fig. VII, tabl. XVIII) mieć będziemy:

$$a = \frac{R - r}{2},$$
$$\text{i } R_1 = CM = CA = OA + OC,$$

albo:

$$R_1 = \frac{R + r}{2},$$

a zatem:

$$\Theta = \varphi - arc\sin \left\{ \frac{\frac{R-r}{4}\sin\varphi}{\frac{R+r}{2}} \right\} \quad . . . \quad (20)$$

Wzór ten pozwoli obliczyć długości łuku przebieżone przez siłę poruszającą.

2) dla obliczenia długości, którą tu nazwiemy przez ε, ramienia siły poruszającej, zauważmy na fig. VII (tabl. XVIII), że:

$$\varepsilon = OM = PO + PM = a\cos\varphi + \sqrt{R_1^2 - a^2\sin^2\varphi},$$

albo:

$$\varepsilon - \frac{R-r}{2}\cos\varphi + \sqrt{\frac{(R+r)^2}{4} - \frac{(R-r)^2}{4}\sin^2\varphi}, \quad (21)$$

Wzór ten pozwoli obliczyć długość ramienia siły poruszającej, z zastrzeżeniem ze znak — odpowiada pierwszej i drugiej ćwiartce koła, a znak + trzeciej i czwartej.

3) dla obliczenia ciśnienia pary w różnych położeniach łopatki, podczas rozprężania, potrzeba znać jej objętość odpowiadającą każdemu położeniu łopatki, że zaś szerokość l cylindra motorowego jest ilością stałą, więc wystarczy znaleść odpowiednią powierzchnię s, t. j. część różnicy dwóch powierzchni kołowych otrzymanych z przecięcia poprzecznego cylindra i wału przezeń przechodzącego. Ze wzoru (19) otrzymamy:

$$s = \frac{R^2 - r^2}{2}\varphi + \frac{a^2}{2}\sin\varphi\cos\varphi - a\sin\varphi\sqrt{R^2 - a^2\sin^2\varphi} -$$
$$- \frac{R^2}{2}\, arc\sin\left(\frac{a\sin\varphi}{R}\right),$$

lecz φ jest tutaj długością łuku odpowiadającego powierzchni s, więc:

$$\varphi = 2\pi\frac{\varphi^0}{360^0},$$

a zatem:

$$s = \pi(R^2 - r^2)\frac{\varphi^0}{360^0} + \frac{(R-r)^2}{8}\sin\varphi\cos\varphi -$$
$$- \frac{R-r}{2}\sin\varphi\sqrt{R^2 - \frac{(R-r)^2}{4}\sin^2\varphi} - \frac{R^2}{2}\, arc\sin\frac{(R-r)\sin\varphi}{2R}. \quad (22)$$

Chcąc znać moment siły F poruszającej, odpowiadający jednemu z położeń łopatki tłokowej, podczas okresu pełnego ciśnienia pary, trzeba znać kąt φ odpowiadający temu położeniu łopatki, jeżeli idzie o moment siły F odpowiadający końcowi przypływu pary do cylindra, kąt ten otrzyma się ze wzoru (19). Następnie potrzeba z wzorów 20 i 21, obliczyć długości Θ i ε łuku i ramienia drąga siły poruszającej i odpowiadającej temuż położeniu łopatki tłokowej, zaś ta część s' powierzchni tejże łopatki, która znosi w tem położeniu ciśnienie pary, będzie:

$$s' = 2(\varepsilon - r)l,$$

że zaś znamy F_1 ciśnienie pełne pary na jednostkę powierzchni wewnątrz cylindra motorowego, więc w okresie przypływu moment siły poruszającej, będzie:

$$\mathfrak{M}F_1 = 2l(\varepsilon - r)F_1\varepsilon. \quad . . . . . \quad (23)$$

Dla otrzymania momentu siły F poruszającej, odpowiadającego jednemu z położeń łopatki tłokowej podczas peryodu rozprężania należy znać odpowiedni kąt φ i według wzorów 20 i 21 otrzymać długości Θ i ε łuku i ramienia drąga siły poruszającej, zaś powierzchnia s'' łopatki, znosząca ciśnienie pary będzie:

$$s'' = 2(\varepsilon - r)l,$$

zaś odpowiednie ciśnienie na tę powierzchnię otrzyma się znając stosunek objętości pary rozprężonej, do objętości pierwotnej, że zaś szerokość l cylindra motorowego jest stałą, więc stosunek ten wyprowadzi się ze stosunku powierzchni s'' do powierzchni s_1 będącej częścią łopatki, która pod kątem φ podlegała całkowitemu ciśnieniu pary. Ciśnienie F_2 pary roprężonej, będzie:

$$F_2 = F_1\frac{s_1}{s''},$$

zaś moment siły poruszającej w tem położeniu łopatki, będzie:

$$\mathfrak{M}F_2 = 2l(\varepsilon - r)F_1\frac{s_1}{s''}\varepsilon. \quad . . . . . \quad (24)$$

W taki sam sposób otrzyma się wszystkie inne momenty siły poruszającej.

Momenty siły oporowej, otrzymamy ze wzoru (14), w sposób wskazany poprzednio. Otrzymawszy więc ilości takie jak $\Theta, \Theta_1, \Theta_2 \ldots$ t. j. przebieżone drogi przez środek sił działających na system, oraz odpowiednie im momenty tychże sił $\mathfrak{M}F$ i $\mathfrak{M}P$, możemy napisać:

$$\int_{\alpha'}^{\alpha''}\Sigma\mathfrak{M}F d\alpha - \int_{\alpha'}^{\alpha''}\Sigma\mathfrak{M}P d\alpha = \int_{\alpha'}^{\alpha''}2l(\varepsilon - r)F\varepsilon - \int_{\alpha'}^{\alpha''}\frac{R_1 T_p}{\pi(R+r)}d\alpha. \quad (25)$$

Znaczenie tych dwóch ostatnich całek określiliśmy przy teoryi koła rozpędowego maszyny obrotowej o osi spółśrodkowej, tu przedstawimy je sposobem wykreślnym.

Rozwinąwszy według osi ox, drogę przebieżoną podczas jednego obrotu maszyn, przez siłę poruszającą F, a przez długości rzędnych przechodzących przez punkta podziału oznaczywszy momenty sił odpowiednich, w sposób podobny do wskazanego w ostatniej teoryi koła rozpędowego, otrzymamy fig. VIII (tabl. XVIII), na której powierzchnie $aef + hin$, fbl, lub też lsg i gmh, będą przewyżką pracy poruszającej nad oporową lub odwrotnie, naówczas wartość bezwzględna większej, będzie wartością dwóch całek, znajdujących się w ostatnim wzorze, co pozwoli otrzymać szukaną wartość promienia R' wewnętrznego koła rozpędowego, według wzoru (11).

Rozwińmy w dalszym ciągu *tooryą koła rozpędowego maszyny parowej z rozprężalnością stałą i osią mimośrodkową.*

Wzory (20, 21, 22, 23, 24 i 25), służyć będą w tej metodzie do wyrachowania długości łuków przebieżonych przez środek ciężkości siły poruszającej, które na fig. IX (tabl. XVIII), są odciętemi i do otrzymania wartości odpowiednich im momentów siły poruszającej, które będą rzędnemi. Powierzchnia zamknięta otrzymana krzywą *odefghc* jest wartością pracy poruszającej. Wyrachowawszy następnie według wzoru (14) moment siły oporowej, który jest uważany za stały, powierzchnia prostokąta *oabc* wybudowanego według tego momentu, przedstawi wartość siły oporowej. Wymierzywszy następnie według metody *kwadraturowej* czyli *wykreślnej*, przewyżkę tych powierzchni, w sposób wskazany w poprzedzających teoryach kół rozpędowych, znajdzie się wartość dwóch całek znajdujących się we wzorze (11), z którego otrzyma się wartość szukaną promienia R' wewnętrznego koła rozpędowego.

Z figury VIII i IX można także otrzymać wartość największego momentu siły poruszającej i podzieliwszy takową przez odpowiednią długość ramienia siły poruszającej, wyprowadzoną ze wzoru (21), mieć będziemy największe ciśnienie wywarte na łopatkę tłokową i takowe pomnożone przez spółczynnik f tarcia, da nam wartość tegoż największego tarcia, o którem wyżej wspomniałem, że takowe powinno być wprowadzone we wzór 1 albo 2 służący do obliczania prężności ścieśnionego powietrza w zżymaczu maszyny obrotowej z osią mimośrodkową i pełnem ciśnieniem, jak również z osią mimośrodkową i rozprężalnością stałą.

Streszczając co wyżej było powiedziane, widzimy iż teoretycznie maszyny obrotowe winny działać korzystniej od zwykłych o ruchu postępowo-zwrotnym tłoka, tudzież że w konstrukcyi są prostsze od ostatnich. Natomiast wymagają niezmiernej dokładności w wykonaniu, która w zwykłych warunkach jest niepodobną do osiągnięcia, a tem samem w praktyce maszyny te nie mogą nigdy zastąpić obecnie używanych maszyn parowych w przemyśle, z wyjątkiem bardzo małych motorów.

Antoni Sękowski,
inżynier cywilny.

O REGULATORACH

podał A. Graff, inż. mech.

(Dokończenie).

(Tabl. XXI i XXII).

Typ IX. Regulator Buss'a. Fig. 37 (tabl. X) [1]) przedstawia ten typ w formie zwykle w praktyce spotykanej. Dla zrozumienia działania tego regulatora, musimy opisać jego części składowe poszczególnie, w całości bowiem ma pozór zbyt skomplikowany, chociaż rzeczywiście jest tanim i łatwym do wykonania.

Główne jego części są następujące:

Pionowe wrzeciono z osadzonym na niem czteroramiennym trzonem lanym (fig. 38). Przez końce zwieszających się gałęzi *ff* przechodzą stalowe śruby *EE*; każda para tych ostatnich stanowi oś obrotu dla wahadła.

Wahadło, przedstawione na fig. 40, odlane w jednej sztuce, składa się z następujących części.

A — kula, *B* — ciężar beczułkowego kształtu. Kula centralnie za pomocą ramienia *aa*, beczułka zaś jednostronnie, ramieniem *b*, łączy się z poziomym wałkiem, na końcach którego wystają skośnie dwie skrzyneczki *CC*, okrągłego kształtu z zagłębieniem *d*. W tych zagłębieniach wahadło *ABC* zawiesza się na ramionach *ff*, przez pośrednictwo osi *EE*, w końcu gwintowanych.

Drugie wahadło, z tego samego modelu odlane, składa się w ten sposób z pierwszem, że beczułka jednego wchodzi luźno między skrzynki *CC* drugiego.

W poziomych ramionach *bb* znajdują się zagłębienia od dołu otwarte, w które wchodzą ucha *KK*, wkręcone na gwint w trzecią część składową t. j. w cewkę (fig. 39); dwie śrubki stalowe *ss*, przechodzące przez ścianki ramion *b* i ucha *K* dopełniają całości.

Ucha *KK*, wkręcone są na gwint w płytę *gg* i z łatwością o pewien kąt w gwincie obrócić się dają. Jakkolwiek są one umieszczone symetrycznie względem osi cewki, t. j. że płaszczyzna pionowa, przeprowadzona przez osi pionowe uszu *KK*, przechodzi również i przez oś wrzeciona,—to jednak linie środkowe wydrążeń w uszach, czyli osie śrubek *ss* nie stanowią jednej linii, lecz dwie równoległe; zawieszenie bowiem cewki na każdem wahadle nie jest środkowem, lecz przypada bliżej ciężaru beczułkowego, aniżeli skrzynek *C*. Przy podnoszeniu się regulatora, ucha *K* wykręcają się o pewien kąt w swych gwintach i jednocześnie cokolwiek posuwają się na śrubkach *ss*. Dla umożliwienia tego ruchu, między ściankami *b* i uchem znajduje się odpowiednia gra.

Na beczułkach i trzonie umieszczone zagłębienia umożliwiają ruch wzajemny pojedyńczych części.

Łącząc środek osi *EE* ze środkiem ciężkości kuli i beczułki otrzymamy prawie kąt prosty.

Szematycznie zatem wahadło przedstawia fig. 41.

Ciężary zawieszone na ramionach, z których poziome nazwijmy analogicznie wieszadłami, pionowe zaś skrzydłami, w równej odległości od wierzchołka kąta prostego, oznaczmy przez *G* i *P*.

Ramię poziome, dźwigające ciężar *G*, odchyla się prawie na 9° od poziomej, w górę i na dół. Kąt zawarty pomiędzy skrzydłem i wieszadłem wynosi około 92°. Cewka zawieszona jest na śrubie, umieszczonej w odległości l_1 od wierzchołka (l_1 dla Nr. II równa się 120 mm). Ustawiając symetrycznie do osi, po drugiej stronie, takiż sam kąt, otrzymujemy w zasadzie regulator *Buss'a*.

Oznaczmy przez:

P — ciężar jednej kuli,
G — „ „ beczułki,
S i S_1 — ich siły odśrodkowe,
r, r' — odległości środków ciężarów od osi obrotu,
p, b, c, c_1 — prostopadłe wyprowadzone ze środka obrotu O do kierunków sił,
ω — prędkość kątową,
n — liczbę obrotów wrzeciona.

W stanie równowagi istnieje zależność:

$$Sc \pm S_1 c_1 = \pm Pp + Gb.$$

Znak $\pm$ odpowiada ruchowi skrzydła z lewej lub z prawej strony linii pionowej, przechodzącej przez O.

Oprócz tego mamy:

$$S = \frac{P}{g}\omega^2 r, \quad S_1 = \frac{G}{g}\omega^2 r,$$

zatem:

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{\pm Pp + Gb}{Prc \pm gr_1 c_1} \quad \text{. . . . . (41)}$$

Dla 7 położeń regulatora *Buss'a* (Nr. II), z których 2 i 6 są położeniami skrajnemi, wypadają wartości:

Tablica VII.

Położenie	1	2	3	4	5	6	7
n przy $\frac{G}{P} = 3$	149,76	151,29	153,4	157,44	162,13	166,01	168,1
n przy $\frac{G}{P} = 2,8$	147,6	148,23 154	149,31	152,04	155,16	157,37 163,8	159,10

Drugi stosunek $\frac{G}{P}$ jest korzystniejszym.

Z wymiarów gotowego egzemplarza Nr. II oznaczone ciężary okazały się: $P = 5,3$ kgr., $G = 18,8$ kgr. Według tablicy, dla tego stosunku ciężarów, wypada stosunek granicznych prędkości:

$$\frac{n_1}{n_0} = \frac{157,37}{148,23} = 1,063.$$

Skok cewki wynosił 38 mm. Sworzeń, na którym cewka jest zawieszona, leży w odległości 20 mm. od osi obrotu. W tym więc punkcie działa opór zredukowany na cewkę, który i tu oznaczamy przez $2K$. Ramię na które działa K, oznaczmy przez a.

Jeżeli ω' oznacza prędkość kątową, przy której właśnie opór zostaje pokonany, zaś ω_0 — prędkość, przy której regulator jużby się poruszył, gdyby oporu wcale nie było — to dla wzniesienia się regulatora mamy:

$$\frac{P}{g}\omega'^2 rc \pm \frac{G}{g}\omega'^2 r_1 c_1 = \pm Pp + Gb + Ka,$$

od czego odjąwszy:

$$\frac{P}{g}\omega_0^2 rc \pm \frac{G}{g}\omega_0^2 r_1 c_1 = \pm Pp + Gb,$$

pozostaje:

$$K = \frac{1}{ag}\left(Prc \pm Gr_1 c_1\right)\left(\omega'^2 - \omega_0^2\right). \quad . \ (42)$$

Stopień nieczułości regulatora będzie:

$$\varepsilon = \frac{\omega' - \omega_0}{\omega_0},$$

albo także:

$$\varepsilon = \frac{\omega'^2 - \omega_0^2}{2\omega_0^2}.$$

Dzieląc przez siebie równania:

$$\omega'^2 - \omega_0^2 = \frac{Kag}{Prc \pm Gr_1 c_1},$$

$$2\omega_0^2 = \frac{2g(\pm Pp + Gb)}{Prc \pm Gr_1 c_1}$$

otrzymujemy stopień nieczułości regulatora *Buss'a*:

$$\varepsilon = \frac{Ka}{2(\pm Pp + Gb)} \quad . \ . \ . \ . \ . \ (43)$$

[1]) Tablice X i XI dołączone były do zeszytu wrześniowego. (*P. R.*)

Odwrócona wartość $\frac{1}{\varepsilon}$ daje miarę czułości.

Z tego równania wyczytujemy wprost, że czułość regulatora rośnie z powiększeniem ciężarów P i G, maleje zaś wraz ze wzrostem oporu $2K$.

Ramiona a i b, w granicach wahania przyjętych w konstrukcyi, pozostają prawie niezmienne; zatem czułość zostaje jedynie pod wpływem wielkości ramienia p. Z równania (43) zatem wyczytujemy dalej że:

Stopień nieczułości jest największym przy najwyższem położeniu, najmniejszym zaś przy najniższem położeniu regulatora.

Ponieważ czułość regulatora jest zmienną, zależną od położenia, przy obliczaniu należy wziąść wartość średnią. I tak przy najniższem położeniu czułość regulatora:

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{2(+Pp + Gb)}{Ka},$$

przy najwyższem:

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{2(-Pp + Gb)}{Ka},$$

zatem średnio:

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{2Gb}{Ka} = 2\,\frac{Gl}{Kl_1}, \text{ czyli } \varepsilon = \frac{Kl_1}{2Gl}.$$

Dla wynalezienia położeń z niestałą równowagą, musimy zrobić pewne uproszczenie w rachunku, mianowicie zamiast kąta 92° wprowadzić 90°, przez co wypadki liczebne bardzo mało się zmienią a rozbiór analityczny będzie możliwym.

Oznaczmy przez Q kąt, zawarty między skrzydłem i pionową przechodzącą przez O i przypuśćmy, że kula waha się po lewej stronie tejże pionowej, — to w równanie ogólne:

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{Pp + Gb}{Prc + Gr_1c_1},$$

możemy wstawić wartości:

$$p = l \sin\varphi = c_1,$$
$$b = l \cos\varphi = c,$$
$$r = d - l \sin\varphi,$$
$$r_1 = l \cos\varphi - d,$$

będzie wtedy:

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{P \sin\varphi + G \cos\varphi}{d(P \cos\varphi - G \sin\varphi) + \tfrac{1}{2} \sin 2\varphi\,(G - P)} \quad (44)$$

Dla ruchów z prawej strony pionowej, kąt φ ma wartość ujemną, zatem:

$$\frac{\omega^3}{g} = \frac{-P \sin\varphi + G \cos\varphi}{d(P \cos\varphi + G \sin\varphi) - \tfrac{1}{2} \sin 2\varphi\,(G - P)} \quad (45)$$

Regulator ma położenia z niestałą równowagą po obu stronach pionowej, a temi są położenia, przy których prędkość ω będzie maximum, lub minimum. Po za te granice regulator wychodzić nie powinien.

Wynajdziemy te kąty graniczne φ_1 i φ_2 różniczkując pierwsze równanie na $\frac{\omega^2}{g}$, według ρ i kładąc pierwszy iloraz różniczkowy równy 0.

Po pewnej redukcyi przychodzimy do równania dla wahań lewych:

$$\frac{G}{P} \cos^3\varphi - \sin^3\varphi = \frac{\left[1 + \left(\frac{G}{P}\right)^2\right] d}{\left(\frac{G}{P} - 1\right) l},$$

wprowadzając poprzednio znalezioną wartość $\frac{G}{P} = 2{,}8$ to $\varphi_1 = 16^0$.

Dla wahań z prawej strony φ jest ujemnem, więc:

$$\frac{G}{P} \cos^3\varphi + \sin^3\varphi = \frac{\left[1 + \left(\frac{G}{P}\right)^2\right] d}{\left(\frac{G}{P} - 1\right) l},$$

wprowadzając $\frac{G}{P} = 2{,}8$, otrzymamy $\varphi^2 = 17^0 20'$.

Te kąty dają dla przyjętego stosunku $\frac{G}{P}$ szerokość wahania regulatora.

Ciekawem jest zbadać, czy istnieją jeszcze położenia ze stałą równowagą w innych ćwiartkach koła. W tym celu wychodzimy z równania (45) na $\frac{\omega^2}{g}$, nadając na φ wartości kolejne do 360°. Z równania tego, dzieląc licznik i mianownik przez $P \cos\varphi$ i kładąc $\frac{G}{P} = \alpha$ i $d = \frac{l}{2}$, otrzymamy:

$$\frac{l\omega^2}{g} = \rho = \frac{2(\alpha - tg\varphi)}{1 + \alpha tg\varphi - 2(\alpha - 1)\sin\varphi}.$$

Odcinając na kierunku skrzydła wartości na ρ, odpowiadające rozmaitym φ, otrzymamy linię krzywą, dla której powyższe równanie jest biegunowem.

Szczególne punkty tej krzywej otrzymamy kładąc $\rho = o$ czyli $tg\varphi = \alpha$;

dla $\alpha = 2{,}8$ $\varphi_0 = 70^0 20'$ i $\varphi_0 = 250^0 20'$,

dla $\rho = \infty$, t. j. $1 + \alpha tg\varphi - 2(\alpha - 1)\sin\varphi = 0$,

$$\text{tudzież } \alpha = 2{,}8 \begin{cases} \varphi_\infty = \pi - 90^0, \\ \varphi_\infty = 54^0 40'. \end{cases}$$

Prócz tych mamy jeszcze kąty z równowagą niestałą:

$$\varphi_1 = 16^0 \quad \varphi_2 = 17^0 20'.$$

Opiszmy około punku O (fig. 42) okrąg koła i połóżmy skrzydło A pod temi charakterystycznemi kątami, to znajdziemy dwa wycinki na figurze pokreskowane, w których regulator wcale w równowadze być nie może, gdyż w nich wartość na ρ jest ujemną, a na ω urojoną.

W tablicy pod drugim szeregiem dla położeń 2 i 6 zanotowane są wartości, wypadające z równania (46) dla $\varphi = 90^0$ i -90^0. Stosunek $\frac{n_1}{n_0} = \frac{163{,}8}{154} = 1{,}063$ zgadza się z wyprowadzonym z głównego równania (41) w trzech pierwszych cyfrach dziesiętnych.

Dwa typy VII i IX regulatorów *Pröll'a* i *Buss'a*, według tego co powiedziano wyżej, zasługują przed innymi na pierwszeństwo; porównane między sobą, co do działania, wykazują bardzo nieznaczne różnice. Dwa te regulatory o jednakowej wadze całkowitej 40 kgr. wydają:

regulator *Pröll'a* energię $K=0{,}5$ kgr. przy skoku cewki $S=80$
„ *Buss'a* „ $K=1{,}1$ „ „ „ „ $S=36$

milimetrow, tak że ilość pracy w obu regulatorach jest jednakową.

W tym przypadku stopień nieczułości regulatora *Pröll'a*:

$$\varepsilon = \frac{1}{66},$$

regulatora *Buss'a*:

$$\varepsilon = \frac{1}{47},$$

Widzimy stąd, że przy jednakowej wadze i równej ilości pracy wykonywanej, regulator *Buss'a* jest mniej czułym od *Pröll'a*. Na odwrót żądając jednakowego stopnia czułości waga regulatora *Buss'a* jest prawie równą 1,4 wagi regulatora *Pröll'a*, jednak w tym razie pierwszy posiada większą zdolność pracy.

Wybór zatem rozstrzygnąć muszą w danym wypadku inne względy, mianowicie względy estetyczne i koszt wykonania.

Typ X. Regulator dostaw. Na fig. 43 niech B przedstawia dowolne wahadło, zawieszone w punkcie A i wirujące około osi YY z prędkością kątową ω. Punkt B niech będzie środkiem ciężkości ciężaru Q,—x, y spółrzędne środka B, zaś l jego odległość od zawiasy A, φ kąt odchylenia, M_s moment siły odśrodkowej ze względu na punkt A:

$$M_s = \frac{\omega^2}{g} Q(r+x)y = \frac{\omega^2}{g}(Qry + Qxy) = \frac{\omega^2}{g}(Qrl \cos\varphi + $$
$$+ Ql^2 \sin\varphi \cos\varphi),$$

$$M_s = \frac{\omega^2}{g}\left(Qrl \cos\varphi + \frac{Ql^2}{2}\sin 2\varphi\right). \quad . \quad (47)$$

Jeżeli istnieje wahało wirujące, dla którego wyrażenie $\frac{Ql^2}{2}\sin 2\varphi$ będzie równe 0 przy każdym kącie φ, to w takim razie:

$$\frac{Ql^2}{2}\sin 2(\varphi + \Theta) = 0, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (48)$$

gdzie Θ oznacza kąt dowolny, o który wahadło obróciło się około A względem swego pierwotnego położenia.

Z ostatniego równania wypływa:

$$\frac{Ql^2}{2}\sin 2\varphi \cos 2\Theta + \frac{Ql^2}{2}\cos 2\varphi \sin 2\Theta = 0, \quad (49)$$

że zaś według założenia:

$$\frac{Ql^2}{2}\sin 2\varphi = 0, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (50)$$

to, aby równanie (49) mogło być spełnione dla każdego kąta Θ, musi być:

$$\frac{Ql^2}{2}\cos 2\varphi = 0. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (51)$$

Z równania (50) wynika:

$$Ql^2 \sin\varphi \cos\varphi = 0, \text{ czyli } Qxy = 0. \quad . \quad . \quad (52)$$

Z równania zaś (51):

$$Ql^2(\cos^2\varphi - \sin^2\varphi) = Ql^2 \cos^2\varphi - Ql^2 \sin^2\varphi = 0,$$

czyli:

$$Qy^2 - Qx^2 = 0. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (53)$$

Jeżeli więc dla jakiegokolwiek wahadła wirującego i dla dowolnego pierwotnego położenia t. j. dla $\Theta = 0$, spełnią się warunki (52) i (53), to dla każdego dowolnego Θ:

$$M_s = \frac{\omega^2}{g} Qrl \cos\varphi, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (54)$$

$$M_s = \frac{\omega^2}{g} Qry.$$

Dajmy na to, że wahadło naszkicowane na (fig. 44) dowolnego kształtu nie spełnia warunków (52) i (53), tak iż dla B:

$$Qxy = C \text{ i } Qx^2 - Qy^2 = D,$$

to w takim razie możemy z wahadłem B połączyć stale inne odpowiednio dobrane wahadło B', dla którego:

$$Q'x'y' = -C,$$

$$Q'x'^2 - Q'y'^2 = -D.$$

Obydwa wahadła B i B', razem wzięte, z konieczności spełnią warunki pod (52) i (53) wyrażone, zatem dla złożonego w ten sposób wahadła wirującego można zastosować równanie (54)

$$M_s = \frac{\omega^2}{g} Pry,$$

albo:

$$M_s = \frac{\omega^2}{g} Prh.$$

Gdzie P oznacza całkowitą wagę wahadła $= Q + Q'$, zaś h pionową odległość jego środka ciężkości S od zawiasy A. Długość linii AS oznaczmy przez s, kąt zawarty między tą ostatnią i pionową przez ψ, to oczywiście:

$$h = s \cos\psi,$$

$$M_s = \frac{\omega^2}{g} Prs \cos\psi. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (55)$$

Dla danego wahadła wirującego wielkości Q, r, s, są stałe, stąd wynika że:

Dla stałej prędkości kątowej moment siły odśrodkowej, jest proporcyonalny do dostawy kąta odchylenia wahadła. Z tej przyczyny każde wahadło wirujące, które spełnia warunki wyrażone pod (52) i (53), nazywać będziemy wahadłem dostaw.

Na (fig. 45) niech będzie B takiem wahadłem dostaw, zawieszonem w punkcie A i wirującem około osi YY. Za pomocą czopa a i łyżwy b łączy się ono z suwadłem krzyżowem K. Ciężar wahadła niech będzie P, suwadła zaś G, kąt $aAS = \beta$, to dla przypadku równowagi musi być:

$$P\frac{\omega^2}{g} rs \cos\psi - Gd \sin(\psi + \beta) - Ps \sin\psi = 0,$$

$$P\frac{\omega^2}{g} rs \cos\psi - Gd \sin\psi \cos\beta - Gd \sin\beta \cos\psi -$$
$$- Ps \sin\psi = 0. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (56)$$

Jeżeli kąt β tak obierzemy, że:

$$Gd \cos\beta + Ps = 0 \text{ czyli:}$$

$$\cos\beta = -\frac{Ps}{Gd}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (57)$$

to z (56):

$$P\frac{\omega^2}{g} rs \cos\psi = Gd \sin\beta \cos\psi,$$

a stąd:

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{Gd \sin\beta}{Prs}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (58)$$

Ponieważ w ostatniem równaniu wyrażenie z prawej strony jest ilością stałą i nie zawiera kąta ψ, to ω jest stałem dla każdego kąta odchylenia, czyli że regulator dla $\cos\beta = -\frac{Ps}{Gd}$ jest zupełnie astatycznym.

W ustroju naszkicowanym na (fig. 45) ramię C jest stałem, podczas gdy krzyżowe suwadło K może się posuwać w kierunku pionowym.

Odwrotnie zaś na (fig. 46) suwadło jest stale umocowane, gdy tymczasem obciążone ramię C odbywa ruchy w górę i na dół.

W tym przypadku, jeżeli ciężar ramienia C oznaczymy przez G, zachodzi stan równowagi skoro:

$$P\frac{\omega^2}{g} rs \cos\psi - (G + P)\, d \sin(\beta - \psi) - Ps \sin\psi = 0,$$

albo:

$$P\frac{\omega^2}{g} rs \cos\psi - (G + P)\, d \sin\beta \cos\psi +$$
$$+ (G + P)\, d \sin\psi \cos\beta - Ps \sin\psi = 0, \quad . \quad (59)$$

gdzie znowu dla:

$$(G + P)\, d \cos\beta - Ps = 0,$$

czyli dla:

$$\cos\beta = \frac{Ps}{(G+P)\, d}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (60)$$

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{(G+P)\, d \sin\beta}{Prs}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (61)$$

jest ilością stałą i regulator dla tej szczególnej wartości na kąt β jest zupełnie astatyczny.

Zupełna astatyczność w obu przypadkach ma miejsce tylko przy oznaczonych wartościach kąta β, zmiana tej wartości w jedną stronę, sprowadza równowagę stałą — w stronę przeciwną równowagę niestałą, stąd wynika, że stopień ruchomości regulatora możemy dowolnie zmienić jedynie przez powiększenie lub zmniejszenie kąta β.

W regulatorze poniżej opisanym przyjęte jest: $G = 3P$ i $d = \frac{3}{2} s$, zatem według (60) dla zupełnej astatyczności:

$$\cos\beta = \frac{Ps}{4P.\frac{3}{2}.s} = \frac{1}{6},$$

a stąd $\beta = 80^o 24' 21''$.

Dla każdego większego β regulator jest statycznym. Załóżmy np. $\beta = 90^0$, to otrzymamy z (59):

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{6 + tg\psi}{r},$$

albo wogóle $\omega = C\sqrt{6 + tg\psi}$ i dla wartości na ilość stałą $C' = \frac{100}{2,4495}$ wyrachowano następującą tablicę:

Tablica VIII.

ψ	ω	ψ	ω
0°	100,00	0°	100,00
— 10°	98,52	+ 10°	101,46
— 20°	96,92	+ 20°	102,99
— 30°	95,07	+ 30°	104,70
— 40°	92,74	+ 40°	106,76
— 50°	89,52	+ 50°	109,48
— 60°	84,34	+ 60°	113,52
— 70°	73,63	+ 70°	120,74
— 80°	23,41	+ 80°	139,47
— 80°32′16″	0,00	+ 90°	∞

Nazywając, dla krótkości, energią regulatora — siłę wzbudzaną na cewce przez zmianę prędkości, odpowiadającą odchyleniu wahadła o 1°, to oczywiście energia będzie proporcyonalną do momentu siły odśrodkowej, lub do dostawy kąta odchylenia.

Jeżeli tedy całkowite odchylenie wahadła zawiera się w granicach — 20° i + 20°, to energia regulatora w trzech jego najważniejszych położeniach będzie proporcyonalną do liczb:

$$\cos(-20^0) = 0,93969,$$
$$\cos 0^0 = 1,$$
$$\cos(+20^0) = 0,93969.$$

Stąd wynika bezpośrednio, że energia w położeniach skrajnych jest zaledwie o 6% mniejszą, aniżeli jej największa wartość przypadająca dla środkowego położenia.

Z poprzedniej tablicy wynika, że nawet i dla takich wartości na β, przy których regulator jest statycznym, proporcyonalnym zmianom prędkości odpowiadają proporcyonalne kąty odchylenia.

Regulator dostaw, w jego zwykłem wykonaniu, składa się, jak to jest widoczne z fig. 47 i 48 (tabl. X i XI) z wrzeciona *A*, z dwóch równych wahadeł *B*, *B*, które na fig. 49 są jeszcze przedstawione oddzielnie i z mufy *CD*. Na wrzecionie *A* znajduje się płaski klocek *a*, z czopkiem zabierającym *b*.

Mufa składa się z dwóch części *C* i *D*, połączonych śrubkami *cc*, obie te części posuwają się na wrzecionie pionowo. Czopek *b*, wchodzący w otwór *e*, zmusza mufę do spólnego obrotu z wrzecionem. Skok mufy ograniczony jest z góry przez klocek *a*, z dołu zaś przez pierścień *f*.

Wahadło *B* składa się z prostopadłych ramion, wychodzących z wydłużonej piasty *g*, z kuli *h*, ciężaru *i* i oczka *k*. Czopek *l*, przechodzący przez oczko *k*, nosi małą rolkę frykcyjną *m*.

Jak widać z planu (fig. 48), każda piasta *g* leży między dwoma oczkami *n n*, dolnej części mufy *C*. Przechodzący przez nią sworzeń stalowy *o* tworzy oś obrotu, podczas gdy obie rolki *m* opierają się na poziomym klocku *a*.

Podczas obrotu obu wahadeł *BB* około swych osi *o*, ciężar mufy i wahadeł naciska rolki *m* na klocek *a*, osi ich *o* wraz z mufą *CD* podnoszą się pionowo w górę, zaś osi rolek *m* opisują drogi poziome.

Za pomocą przesadzenia czopków *l* w podłużnem oczku wahadła, zmienić możemy położenie rolki *m*, a zarazem i wielkości kąta β. Tym sposobem możemy dowolnie nastawiać przyrząd od zupełnej astatyczności, do pewnego stopnia równowagi stałej, odpowiadającego około 5% różnicy w prędkości. Dla przypadków, w których regulator ma działać raz z większą, drugi raz z mniejszą astatycznością, część czopka *l*, na której siedzi rolka *m*, jest ekscentryczną względem pozostałej,—przez obrót zatem czopka sprowadzamy zmianę w położeniu rolki.

Regulator dostaw w wielu względach przewyższa nawet regulatory *Pröll'a* i *Buss'a* a mianowicie:

1) Kąt odchylenia wahadeł, dochodzący do 60°, dozwala na dość wielki skok cewki.

2) W granicach całego skoku jest prawie jednakowo ruchomym i prawie równo energicznym, ponieważ w średniem położeniu cały ciężar spoczywa na poziomem ramieniu drąga.

3) Stopień ruchomości jest zmienny dowolnie według potrzeby, aż do zupełnej astatyczności.

4) Wyjąwszy wrzeciona i rolkę *m*, wszystkie ciężary przyczyniają się do wytworzenia energii, skutkiem czego przy tej samej całkowitej wadze wykazuje znacznie wyższą energią od innych regulatorów.

Jako miara do porównywania energii regulatorów służy zwykle ciśnienie cewki ku dołowi w spoczynku, pomnożone przez skok cewki.

Jako główną wadę tego typu, znacznie ograniczającą jego rozpowszechnienie, uważać należy wielką liczbę obrotów jemu właściwą i połączoną z tem trudność w utrzymaniu spokojnego biegu centralnego.

Uwagi ogólne. Przy projektowaniu regulatora, jak to wiadomo z całego przebiegu niniejszego studyum, w rozmiarach i układzie pojedyńczych części panuje bardzo rozległa dowolność; przez wykreślenie krzywej prędkości mamy wyborny środek przekonania się, o ile regulator zbliża się do astatycznego.

Stosunek $\frac{G-K}{P}$, jak widzieliśmy, przeważnie wpływa na stopień astatyczności i — byle nie był mniejszym od podanych przy rozbiorze każdego typu minimalnych wartości— może być zresztą dowolnym. Przy obliczaniu wymiarów, ciężar *G* należy przyjąć większym, aniżeli z oznaczonych stosunków wypada; zwykle, w takim razie, odlewa się go wewnątrz pustym, aby przez późniejsze dodanie ołowiu, sprowadzić żądany stopień astatyczności. Zachowując ściśle podane stosunki, zbliżenie do astatyczności będzie największe. Poniżej tych wartości otrzymujemy równowagę niestałą i szkodliwe skakanie regulatora; większa zaś wartość stosunku $\frac{G}{P}$ robi regulator mniej astatycznym a jednocześnie z tem zmienia się stosunek prędkości regulatora do prędkości maszyny, jeżeli stosunek krańcowych prędkości maszyny ma zostać takim samym.

Absolutna astatyczność daje krzywą prędkości w postaci linii prostej pionowej; ponieważ ta ostatnia będzie granicą pomiędzy linią wklęsłą i wypukłą, czyli między równowagą stałą i niestałą, to zupełna astatyczność jest również niepewna i astatyczne regulatory prawie zawsze źle działają.

Cechą przybliżenia do astatyczności w rachunku, jest stosunek granicznych prędkości $\frac{n_1}{n_0}$ i prawdopodobnie najwłaściwszą wartością na ten ostatni będzie 1,05.

Opisane typy tachometrów dadzą się podzielić na 4 kategorye mające mniej więcej następujące wartości.

1. Regulator *Watt'a*, przy pierwotnem sposobie zawieszenia, daje nizki stopień ruchomości i małą energię.

2. Regulator *Watt'a*, w zawieszeniu pseudo-astatycznem — znaczny stopień ruchomości lecz małą energię.

3. Regulator *Porter'a*, przy pierwotnem zawieszeniu,— niski stopień ruchomości i wielką energię.

4. Regulator *Porter'a*, pseudoastatycznie zawieszony,— znaczny stopień ruchomości i wielką energię.

Oczywiście, że ten dział ostatni zasługuje na pierwszeństwo, gdyż czyni zadość jednocześnie dwóm najważniejszym warunkom. Do tej kategoryi należą również typy IX i X [1]).

---

[1]) Jeszcze jeden typ regulatora, mianowicie regulator astatyczny systemu *p. Andrade'a*, opisany był w tomie VI Przeglądu Technicznego, na str. 91. *(P. R.)*

Na zakończenie podajemy tablice trzech ostatnich typów, wyrabianych przez firmy zagraniczne, a mianowice regulator *Pröll'a* przez firmę *Julius Blancke & C°* w Merseburgu, regulator *Buss'a*, przez firmę *Schäffer* i *Budenberg* w Magdeburgu, regulator dostaw przez firmę *H. Gruson* w Magdeburgu.

Regulatory Pröll'a.

Nr. regulatora	I	II	III	IV	V	VI	VII
Średnica cylindra parowego	100-200	200-300	300-450	450-600	400-500	500-600	600-700
Liczba obrotów na 1 minutę	120	100	90	80	115	107	120
Skok cewki w milimetrach	40	50	60	70	75	80	80
Ciśnienie cewki na dół w kgr.	9,5	18,4	30	39	53	75	100
Długość wrzeciona poniżej węzła.	500	620	750	900	750	900	900
Wysokość od spodu węzła do wierzchołka . . .	380	470	570	660	570	660	660
Średnica wrzeciona . . .	25	30	35	40	25	30	30
Maximalna szerokość regulatora w najwyż. położ.	390	500	600	690	615	700	700
Energia regulatora . . .	0,5	1,9	1,5	2,0	2,5	3,4	4,3
Cena w markach niem. . .	90	150	130	170	180	200	250

Regulatory Buss'a.

Nr. regulatora	0	I	II	III	IV	V
Liczba koni maszyny parowej. .	0—2	0—10	10—20	20—60	60—120	120-1000 a także do kół wodnych
Średnica przepustnicy	0—25	0—40	40 60	60—90	90—130	
Liczba obrotów reg. na 1 minutę	172	162	156	144	132	122
Skok cewki	32	34	38	44	50	60
Długość wrzeciona poniżej węzła.	240	270	300	350	490	480
Wysokość od spodu węzła do wierzchołka	327	363	407	464	545	644
Średnica wrzeciona	25	28	32	38	42	50
Cena w markach	108	120	165	240	345	555

Regulatory dostaw.

Nr. regulatora	0	I	II	III	IV	V	VI
Liczba koni masz. parowej	0—2	1—3	2—8	5—20	15—50	40—150	120-1000
Średnica przepustnicy. . .	0—20	15—25	20—40	30—60	50—100	90—180	150—450
Liczba obrotów na 1 minutę	465	416	370	330	298	270	246
Skok cewki	30	38	48	60	74	90	108
Ciśnienie cewki na dół w kgr.	2,7	5,5	11,5	22	41	74	125
Długość wrzeciona poniżej węzła	300	380	480	600	740	900	1100
Wysokość od spodu węzła do wierzchołka . . .	220	280	352	440	534	645	780
Średnica wrzeciona . . .	15	18	22	28	34	42	50
Maximalna szerok. regulat.	185	235	295	370	458	555	665
Cena w markach	70	80	90	110	150	210	280

Przesyłacz.

Jak już wzmiankowaliśmy na początku, przesyłacze dzielimy na bezpośrednie i pośrednie.

Pierwsze użyte być mogą tam jedynie, gdzie energia samego tachometru wystarcza do przestawienia przyrządu ograniczającego przypływ motoru, jak np. przepustnicy lub mechanizmu rozdzielającego parę w nowszych systemach maszyn parowych.

Drugie, z konieczności używane są w tych przypadkach, gdzie stawidło przedstawia znaczny opór, np. szluzy kół wodnych — i gdzie do jego przestawienia użytą być musi siła samego motoru.

Na fig. 47 (tabl. XXI) widzimy jeden z najpospolitszych typów przesyłacza bezpośredniego. Drążek *a*, mający punkt stały w *B*, obejmuje pierścieniem szyjkę cewki tachometru, przez co ruchy pionowe regulatora zamieniają się w ruch wahadłowy drążka *a*, zaś pręt *b* przenosi takowe bezpośrednio na stawidło.

Otoczenie pierścieniowe szyjki cewki ma na celu możliwe powiększenie powierzchni tarcia i utrzymanie na niej smarowidła, a tym sposobem zabezpieczenie od prędkiego zużycia. Wydłużona część drążka *a* służy do umieszczenia na niej w razie potrzeby przeciwwagi, dla tem łatwiejszego regulowania samego regulatora, tudzież zrównoważenia drążka *a* i pręta *b*.

Fig. 48 przedstawia inny rodzaj takiego przesyłacza. Pręt *b*, schodzący pionowo na dół, połączony jest ze stawidłem. Po drugiej stronie widzimy umocowaną pompkę, napełnioną jakimkolwiek trwałym płynem, np. gliceryną,—czyli tak nazwaną kataraktę, znaczenie której wyjaśnione będzie przy teoryi regulowania.

Poprzecznica *A*, utrzymująca pręt *b* i tłoczek katarakty, mieści w sobie małą oliwiarkę, dla jednostajnego smarowania cewki, która zwykle w tych miejscach szybko się zużywa. Dolna zaś oprawa *B*, służąca do umocowania cylindra katarakty, obejmuje siodełkowato pręt *b*, a to w celu, aby poprzecznica *A* nie mogła być zabieraną przez cewkę w kierunku obrotu. Zresztą przesyłacz bezpośredni przedstawia zwykle tak prostą budowę, że tylko względy czysto praktyczne mogą być brane pod uwagę.

W przesyłaczach pośrednich najwięcej spotykać się daje tak zwany mechanizm trybów zwrotnych, zbudowany bądź z kół frykcyjnych, bądź z kół zębatych, lub nawet pasowych.

Fig 49 przedstawia taki mechanizm złożony z kół zębatych. Koła *a* i *c*, zazębiające się jednocześnie z kołem *b*, są luźno osadzone na wałku *W* i zabezpieczone pierścieniami przeciw przesuwaniu się wzdłuż osi. Łącznik zębaty *K*, połączony z wałem *W* za pomocą klina *d*, może jednak przesuwać się wzdłuż wału, przez co wchodzi w zazębienie z kołem *a* lub *c*, w skutek czego obrót wału *W* przenosi się na wał W_1 w prawo lub w lewo, lub utrzymuje go nieruchomo przy swem średniem położeniu. Przesuwania łącznika na wale *W* dokonywa tachometr za pomocą pręta *s*. Obrót wału W_1, stosownie do kierunku obrotu, powiększa lub zmniejsza przypływ motoru.

Mechanizm ten ma tę wadę, że przy większym oporze, w skutek znacznego ciśnienia w zębach, łącznik z trudnością daje się wysuwać. Nie wiele lepszym pod tym względem jest łącznik frykcyjny, posiadający w miejsce zębów dwa stożki, wchodzące w odpowiednie stożki wklęsłe, umieszczone na kołach zębatych.

Podobny mechanizm zwrotny, zbudowany z kół pasowych przedstawia fig. 50, koła *l*, f_1 i z_1 są luźno osadzone na wale *W*, koła zaś *f* i *z* są zaklinowane, oprócz tego koła f_1 i z_1 są stale ze sobą połączone. Zależnie zatem od położenia pasa, przenoszącego ruch z koła *F* a przesuwanego przez tachometr, wał W_1 odbiera ruch w prawo lub w lewo, lub też wcale się nie obraca.

Lepiej rozwiązują zadanie następujące mechanizmy, które dla swobodnego działania tachometru zostawiają pewne pauzy.

Przesyłacz Carona (fig. 51). Ramka *b*, mająca wodzidła proste w *g* i g_1, wewnątrz obustronnie zazębiona, może być przesuwana przez tachometr, za pomocą pręta, pionowo, z góry na dół. Ząb *z*, umocowany na wale *W*, obracanym przez maszynę, wchodzi tedy w zazębienie z górnym lub dolnym szeregiem zębów, a w skutek tego ramka przesuwa się w prawo lub w lewo. Ponieważ ząb *z* przez część tylko swego obrotu zaczepia ramkę, regulator może zatem w pozostałym czasie łatwo zmienić pozycyę.

Przesyłacz Fairbairn'a (fig. 52). Mimośród *e* przymocowany do cewki regulatora, obraca się i posuwa wdłuż wrzeciona wraz z tachometrem. W średniem położeniu mimośród obraca się swobodnie, nie dotykając wcale ścian pół-

walca b, osadzonego na osi d. Przy podniesieniu się jednak lub opadnięciu cewki, mimośród natrafia na wypukłość a lub a_1 i półwalec b zwraca w prawo lub w lewo; ruchy te, w sposób widoczny na rysunku, przenoszą się na łącznik zębaty K kół zwrotnych, z których l i m stale, zaś r luźno osadzone, tak że wał W, złączony ze stawidłem, może być w spoczynku albo też obracać się w prawo lub w lewo.

Przesyłacz Marquiset'a zbudowany jest na tej samej zasadzie (fig. 53). Z cewką złączone są trzy palce a, b i c; średni z nich a, przy obrocie między rowkami d_1 i d_2, utrzymuje je w średniem położeniu. Podczas opadania tachometru, palec b wchodzi w zetknięcie z rolką d_1 i odsuwa takową w lewo; przeciwnie, przy podnoszeniu się regulatora, c uderza o d_2 i przesuwa rolki w prawo. Oczywista rzecz, że rolki muszą być umieszczone w bliskości granicznych położeń regulatora, t. j. tak, aby nigdy b i d_2, ani c i d_1 nie przychodziły w zetknięcie. Ruch rolek w prawo lub w lewo przesuwa pas na mechanizmie kół zwrotnych.

Tak w tym jak i w poprzednim ustroju tachometr może być stosunkowo bardzo niewielkim; siła przestawiająca rolki idzie wprost od wrzeciona, jest więc niezależną od energii tachometru. Ważnym brakiem tych konstrukcyj jest to, że więcej czasu upływa dla wyrównania większych różnic w prędkości aniżeli dla małych i że w ogóle przestawienie nie następuje odrazu, skoro tachometr się poruszy.

Dla uniknięcia tej wady próbowano różnych konstrukcyj. Ważniejsze z nich są:

Przesyłacz Francis'a (fig. 54). Około osi BB_1 kołysze się stale drąg BA, poruszany za pomocą korby przez maszynę. Z drągiem AB łączą się zawiasowo dwie zapadki a i b, zaczepiające koło zębate zaklinowane na wale BB_1. Po za niem spółśrodkowo na osi luźno nasadzony wycinek kołowy CC_1, zrównoważony, poruszany jest przez regulator. Zapadki a i b mają w c i c_1 rolki, spoczywające na wycinku CC_1, tak że w średniem położeniu regulatora zapadki rolkami swemi ślizgają się po łuku CC_1, wcale nie zaczepiając koła zębatego. Skoro jednak równowaga zostanie zerwaną, np. gdy regulator się podniesie, łuk CC_1 przechyla się w prawo i lewo, zapadka a, przynajmniej podczas części swego ruchu zaczepia i przestawia koło. Im wyżej podniesie się tachometr, tem bardziej odchyli się łuk CC_1, tem dłuższą będzie droga zapadki po samem kole i tem prędzej nastąpi przestawienie.

W ten sposób osiągnięto ten skutek, że dla większych różnic w prędkości prędzej następuje przesunięcie stawidła, aniżeli dla małych. Do tego samego celu zmierzają najnowsze konstrukcye przesyłaczy podwójnych, będących kombinacyą przesyłacza bezpośredniego i pośredniego, zastosowaną do maszyn parowych, ze zmiennem rozprężaniem.

Przesyłacz Whitelaw'a przedstawia fig. 55. Wydłużona cewka regulatora nosi na sobie dwie tarcze frykcyjne ff_1, wprowadzające w prawy lub lewy obrót trzecią tarczę g, stale osadzoną na śrubie h. Podczas ruchu cewki, najprzód wchodzi w działanie bezpośredni przesyłacz i przesuwa punkt b w b_1, przyczem koniec pręta stawidłowego c przechodzi w c_1, natychmiast zatem obrót tarczy g przesuwa mutrę a w a_1 a tem samem c_1 w c_2. Jest to dotychczas jedna z najudatniejszych konstrukcyj. Na tej samej zasadzie opiera się i następująca.

Przesyłacz Wetherill'a (fig. 56), który ukazał się na wystawie w Filadelfii. Na pręcie pionowym b, obracalnym w swej osadzie, jest stale umieszczony eliptyczny węzeł (Bund), zaczepiający się z dolnem lub górnem kołem zębatem, luźnem i opatrzonem stosownemi wypukłościami, a odbierającem ruch od trzeciego trybu, obracanego stale przez maszynę za pomocą sznura. Koniec pręta b, opatrzony w gwint, przechodzi przez mutrę ruchomo osadzoną w drążku stawidłowym a. Regulator ten był zastosowanym do maszyny *Corliss'a*, z tego powodu drążek a jest trójramiennym, a od niego wychodzą pręty z i z_1, do kurków przypływowych. Skoro nastąpi zmiana w prędkości, w pierwszej chwili regulator działa bezpośrednio, przestawiając drążek a, następnie węzeł wchodzi w zazębienie z jednem z kół stożkowych, w skutek czego pręt zaczyna się obracać i czerpiąc siłę z maszyny wykręca się z mutry. Przestawienie więc postępuje dalej pośrednio, po kilkakrotnem obrocie to w prawo to w lewo regulator wynajduje odpowiednie położenie dla stawidła, przy którem napełnienie dokładnie odpowiadą normalnej prędkości.

Działanie tego regulatora było zupełnie zadowalniające; gdy zrzucono pas główny, maszyna po kilku obrotach wraca do normalnego biegu.

Teorya regulowania.

Równania, na których opierało się dotychczasowe badanie, wyprowadzone były z ogólnych warunków równowagi sił zewnętrznych i wystarczyły do wykrycia ważniejszych własności i prawideł na wykreślanie regulatorów różnych typów.

Istnieją jeszcze inne własności, polegające na bezwładności mas w regulatorze, a mianowicie tak zwane szkodliwe zapędzanie się regulatora.

Przedstawmy sobie, że w ruchu maszyny następuje pewne powiększenie prędkości; wzbudzona tym sposobem energia cewki, przezwyciężywszy tarcie, przechodzi na masy, udzielając tym ostatnim pewne przyśpieszenie,—tak że regulator, ze zwrastającą prędkością będzie się zbliżał do nowego położenia równowagi i oczywiście przekroczy po za takowe.

Wielkość i trwanie powstających stąd wahań około położenia równowagi, zależy od wielkości zmiany w prędkości maszyny, wielkości tarcia w stawidle i przesyłaczu i nakoniec od wielkości mas regulatora.

Ponieważ ruch regulatora należy cynematycznie do kategoryi ruchów systemu na płaszczyznie, którego dwa punkty opisują z góry zakreślone drogi, czyli do ruchów przymusowych — i ponieważ ruch taki w danym momencie, jak widzieliśmy wyżej, może być uważany za chwilowy obrót około bieguna, z czego już korzystaliśmy przy wyprowadzeniu równań dla równowagi sił zewnętrznych, więc podobnież możemy tu zastosować prawo o przyśpieszeniach kątowych w systemie wirującym około stałej osi, dla wynalezienia przyśpieszenia mas w regulatorze.

Wzmiankowane prawo wywodzi się, jak wiadomo, z prawa *d'Alemberta* i brzmi jak następuje:

Jeżeli na system w sobie niezmienny, wirujący około stałej osi, działają siły zewnętrzne, to przyśpieszenie kątowe systemu równa się momentowi sił zewnętrznych względem osi, podzielonemu przez biegunowy moment bezwładności wszystkich mas, znajdujących się w ruchu względem tejże osi obrotu.

Oznaczmy przez:

Ω — prędkość kątową,
M — stosunek sił zewnętrznych,
I — biegunowy moment bezwładności, to:

$$M = I \frac{d\,\Omega}{dt}.$$

Stosując prawo powyższe do ruchu przymusowego na płaszczyznie, musimy w niem zamiast osi obrotu podstawić chwilowy biegun i z tej przyczyny przypuścić, że pod wpływem siły zewnętrznej system właśnie wychodzi z położenia spoczynku.

Przyśpieszenie po stycznej do drogi dowolnego punktu otrzymamy, mnożąc przyśpieszenie kątowe około bieguna, przez promień prędkości.

Aby zużytkować to prawo dla ruchu mas w regulatorze, weźmy pod uwagę przypadek A (fig. 26, tabl. IX).

Jeżeli prędkość maszyny wzrośnie nagle z n_0 na n_1, to w punkcie C pojawi się siła pionowa, którą nazwaliśmy energią regulatora. Zatrzymując poprzednie oznaczenia, ze względu na równanie (12) otrzymamy moment siły zewnętrznej, działającej na przyśpieszenie mas:

$$M = (K - F)b = \frac{P}{g}\, h''b(\omega_1{}^2 - \omega_0{}^2) - Fb.$$

Dla obecnego rozbioru właściwiej jest opór stawidła zredukowany na cewkę oznaczyć przez $2F$.

Poprzednio oznaczyliśmy go przez $2K$, przyczem jednak wprowadziliśmy prędkość ω', przy której właśnie opór był pokonany, przez siłę pojawiającą się w cewce ruchomej.

W równaniu powyższem $\omega_1 > \omega'$.

Wyprowadzając ω_0 za nawias i kładąc $\frac{\omega_1}{\omega_0} = \frac{n_1}{n_0}$, wypada:

$$M = \frac{\omega_0^2}{g} Pbh''\left[\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1\right] - Fb,$$

albo według równania (5):

$$M = \left(\frac{P}{h'} + \frac{G}{h''}\right) bh''\left[\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1\right] - Fb.$$

Promienie prędkości mas B i C, czyli odległości ich środków od bieguna O dla dowolnego położenia regulatora niech będą c i b, to moment biegunowy bezwładności ze względu na punkt O będzie:

$$\frac{P}{g} c^2 + \frac{G}{g} b^2,$$

zatem:

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{(K - F)bg}{Pc^2 + Gb^2},$$

albo wstawiając odpowiednie wartości:

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{\left(\frac{P}{h'} + \frac{G}{h''}\right) bh''\left[\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1\right]g - Fbg}{Pc^2 + Gb^2}.$$

Nazwijmy przez u prędkość cewki na wrzecionie, to:

$$\frac{du}{dt} = \frac{bd\Omega}{dt},$$

zatem:

$$\frac{du}{dt} = \frac{(K - F)g}{\frac{Pc^2}{b^2} + G} = \frac{\left[\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1\right]\left(\frac{Ph''}{h'} + G\right)g - Fg}{P\frac{c^2}{b^2} + G} \quad (62)$$

Z ostatniego równania czytamy, że przyspieszenie cewki na wrzecionie będzie tem większe, im większemi są: zmiana prędkości w biegu maszyny $\left(\frac{n_1}{n_0}\right)$, opór F i stosunek $\frac{h''}{h'}$, — a mniejszym $\frac{c}{b}$. Obydwa stosunki $\frac{h''}{h'}$ i $\left(\frac{c}{b}\right)^2$ są tem mniejszymi, im wyżej stoi regulator. Stosunek jednak $\frac{c}{b}$, przy podnoszeniu się regulatora, maleje w znacznie wyższym stopniu, aniżeli $\frac{h''}{h'}$; stąd wynika, że wartość $\frac{du}{dt}$ dla dolnych położeń regulatora będzie mniejszą niż dla górnych.

Im większem jest przyśpieszenie $\frac{du}{dt}$ dla pewnej oznaczonej różnicy prędkości $\frac{n_1}{n_0}$, tem większe będą wahania około średniego położenia równowagi. Pożądanem jest zatem, aby $\frac{du}{dt}$ było jak można najmniejszem. Przedewszystkiem możemy ten cel osiągnąć przez to, że wcale nie dopuścimy raptownych zmian w prędkości maszyny. Maszyna posiadająca wielkie koło zamachowe i w ogóle ciężkie masy wirujące, zmienia swą prędkość stopniowo, tak że regulator ma dosyć czasu, aby powoli przeszedł w nowe położenie równowagi. Jeżeli jednak zmiany oporu są znaczne, wirujące zaś masy niezbyt wielkie, to najlepszym środkiem jest użycie tak zwanej katarakty.

Ta ostatnia składa się ze stale umocowanej pompki (fig. 48, tabl. XXI), napełnionej wodą lub gliceryną. Tłoczek pompki, zawieszony u cewki regulatora, nie szczelnie pasuje w cylindrze, lecz zostawia w około wąską szparkę, przez którą płyn musi się przeciskać z jednej strony tłoka na drugą. Dla przejścia swobodnego płynu na drugą stronę tłoka, potrzeba pewnego czasu, w skutek czego katarakta dla powolnego podnoszenia się lub opadania regulatora nie stawia żadnego oporu, przeciwnie wszelkie gwałtowne skoki hamuje stanowczo. Regulator tym sposobem zmuszony jest wolno się podnosić i opadać. Dobrze zbudowany psudo-astatyczny regulator, opatrzony w podobną kataraktę, regulować będzie najdokładniej.

Przyśpieszenie $\frac{du}{dt}$ zależy jeszcze od tego, jak masy rozdzielone są w regulatorze.

Weźmy pod uwagę dwa skrajne przypadki w obu razach:

$$P + G = Q.$$

1) Ciężar Q całkowicie złożony jest w kulach, to jest $G = 0$. Jeżeli jeszcze oznaczymy $\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1 = C$:

$$\left(\frac{du}{dt}\right)_1 = \left(Q\frac{h''}{h'} C - F\right)\frac{b^2}{c^2} \cdot \frac{G}{Q}.$$

2) Masa zgromadzona jest tylko na cewce, t. j. $P = 0$:

$$\left(\frac{du}{dt}\right)_2 = (QC - F)\frac{g}{Q}.$$

Ponieważ $\frac{h''}{h'}$ przy wszystkich opisanych tachometrach jest ułamkiem właściwym, zaś $\frac{b}{c}$ w średniem położeniu prawie równa się 1, — dalej, przypuszczając że w obu razach nastąpiła jednakowa różnica w prędkości maszyny $\frac{n_1}{n_0}$, to jest że w obu równaniach C jest jednakowe, wypada:

$$\left(\frac{du}{dt}\right)_1 < \left(\frac{du}{dt}\right)_2.$$

Jeżeli zatem chcemy regulator pozbawić szkodliwej własności zapędzania się po za nowe położenie równowagi, w skutek powstałej zmiany w prędkości maszyny, to należy masy w regulatorze zgromadzić w kulach, aż do możliwej granicy, wskazanej poprzednio przez równania warunkowe.

Rozważmy obecnie działanie tachometru i przesyłacza w różnych rodzajach razem wziętych, gdyż jak wspomniano na początku, nie każda kombinacya wydaje praktycznie użyteczne rezultaty.

Weźmy pod uwagę którykolwiek wirujący punkt maszyny, np. czop korby przy maszynie parowej — i przypuśćmy że wszystkie wirujące masy ześrodkowane są w tym jednym punkcie.

Podczas normalnego biegu siła popędowa P_0, działająca na ten punkt, równa się oporowi. Jeżeli teraz nastąpi raptowne zmniejszenie oporu, np. przez odstawienie jakiej maszyny roboczej, to siła popędowa potrzebna do pokonania oporu będzie już tylko P_1, przypływ jednak siły popędowej pozostaje jak poprzednio P_0, skąd powstaje pewien zbytek siły $P = P_0 - P_1$, który zużyje się na przyspieszenie prędkości mas. Maszyna idzie prędzej i regulator zacznie działać.

W następstwie wychodzimy stale z założenia, ze z powiększeniem prędkości nie wzrasta jednocześnie opór, ale cały nadmiar pracy przechodzi w siłę żywą. Przedstawmy sobie działanie to sposobem wykreślnym, odcinając na osi X (fig. 57, tabl. XXII) w dowolnej skali, drogi danego punktu wirującego, — na rzędnych pionowych zaś, po jednej stronie odpowiednie prędkości punktu, po drugiej zaś działające na niego siły.

Niech będzie v_0 prędkość normalnego biegu. W danej chwili wyzwala się nadmiar pracy P, przyspieszający bieg maszyny, skutkiem jednakże pewnego stopnia nieczułości, właściwego każdemu rodzajowi regulatora, punkt wirujący przebieży drogę ξ, zanim regulator zacznie działać, przyczem praca $P\xi$, przedstawiona na fig. 57 przez czworokąt $a_1 b_1 \alpha \beta$, przechodzi w siłę żywą i w punkcie b korba przybiera prędkość v_1, dającą się oznaczyć z równania:

$$P\xi = m\,\frac{v_1^2 - v_0^2}{2},$$

gdzie m wyraża całkowitą wirującą masę zredukowaną na czop korby, — ξ i v_1 według tego równania są spółrzędnemi paraboli, — część zatem krzywej AB musi być łukiem parabolicznym.

Skoro punkt doszedł do punktu b, regulator zaczyna działać i hamować przypływ siły. Siła, dajmy na to, zmniejsza się według krzywej $\beta\gamma\delta$; w δ siła równa się oporowi P_1, prędkość jednakże aż do tego punktu wzrastała do $v = dD$.

Ponieważ $v > v_0$, to oczywiście regulator w tym punkcie nie przestanie działać, ale będzie hamować przypływ siły dalej i to tak długo, dopóki prędkość nie zmaleje do wartości v_0, t. j. w punkcie e. Tu już występuje brak siły $\varepsilon e_1 = P_{\prime\prime}$, który znowu sprowadza zmniejszenie prędkości z eE na fF, zanim regulator nie zacznie powiększać przypływu siły i chociaż od tego punku przypływ zacznie wzrastać, jednakże prędkość będzie się dalej jeszcze zmniejszała i w ten sposób w przebiegu obu krzywych powstają fale, których kształt i następstwo pozwala wnioskować o działaniu regulatora.

Prędkość v czopa korbowego możemy znaleść w dowolnem miejscu, skoro weźmiemy pod uwagę, że praca którą przedstawia powierzchnia $a_1 c_1 \gamma\beta\alpha$ zamienia się na siłę żywą. Będzie tedy:

$$m\,\frac{v^2 - v_0^2}{2} = a_1 c_1 \gamma\beta\alpha = P(x + \xi) - \int_0^x f(x)dx. \quad (63)$$

W równaniu tem x liczone jest od punktu b, oznacza więc drogę czopa od początku działania regulatora do punktu c. Przejdźmy teraz do szczególnych przypadków.

Przesyłacz pośredni. Weźmy np. tryby zwrotne bez wyrównania i załóżmy dla prostoty, że prędkości zazębiania i wyzębiania są sobie równe. Przypuśćmy dalej, że przesunięcie stawidła wzrasta proporcyonalnie do drogi x, zakreślonej przez czop korby, to znaczy że $f(x) = px$, gdzie p jest ilością stałą. Wprowadzając to w równanie (63) otrzymamy:

$$m\,\frac{v_2^2 - v_0^2}{2} = P(x + \xi) - \int_0^x px dx,$$

$$m\,\frac{v^2 - v_0^2}{2} = P(x + \xi) - p\,\frac{x^2}{2}.$$

Krzywa prędkość będzie w tym razie drugiego stopnia. Prędkość v będzie max, skoro $\frac{dv}{dx} = 0$, czyli $P = px$, zatem w punkcie D (fig 58), gdzie siła popędowa znowu równa się P_0. Prędkość v maleje od tego punktu i będzie równa v_0 wtedy dopiero, gdy praca zużyta na zwolnienie ruchu od v do v_0 stanie się równą pracy zużytej na przyspieszenie od v_0 do v. Prędkość v_0 wystąpi w punkcie e i powierzchnia $a_1\delta\beta\alpha = \delta\varepsilon e_1$. Stąd wynika bezpośrednio, że powstający brak siły εe, większym jest aniżeli początkowy nadmiar P. Z tejże samej przyczyny następujący nadmiar γg musi być także większym od εe_1; wahania w ilości siły a zatem i w prędkości będą coraz większe (fig. 59) a nawet po pewnej liczbie takich wahań będzie $v = 0$ i maszyna sama się zatrzyma. Stąd wykazuje się zupełna nieużyteczność tego przesyłacza we wszystkich tych przypadkach, w których ma miejsce powyższe nasze przypuszczenie.

Przesyłacz pośredni z wyrównaniem np. *Francis'a.* Przy tym przesyłaczu przesunięcie stawidła nie jest proporcyonalne do drogi czopa korbowego, lecz następuje tem energiczniej, im bardziej prędkość v różni się od normalnej.

Podczas okresu nieczułości regulatora, czop przebiegnie drogę ξ (fig. 60) i prędkość wzrośnie od v_0 do v_1. Od punktu b zaczyna się hamowanie przypływu siły i to według pewnej krzywej $\beta\delta$, której styczne tworzą tem większy kąt φ z osią X, im bardziej prędkość v różni się od normalnej; v max. następuje przy D, gdzie przypływ siły równa P_1, w tem miejscu i kąt φ = max. Krzywa siły w punkcie δ musi mieć punkt zwrotny, w dalszym biegu krzywa się powtarza i pojedyńcze jej części muszą być sobie równe jak $\delta\beta = \delta\gamma$. Skoro prędkość stanie się znowu równą v_1, co ma miejsce przy G, to i powierzchnia $\delta\gamma g_1 = \delta\beta b_1$. W e prędkość równa v_0 więc i powierzchnia $a_1 d_1 \beta\alpha = \delta\varepsilon e_1$, co wtedy tylko ma miejsce, gdy powierzchnia: $\gamma\varepsilon e_1 g_1 = a_1 b_1 \beta\alpha$, a że $\gamma g_1 = b_1\beta = P$ i $\varepsilon e_1 = P_{\prime\prime}$ zatem $P_{\prime\prime} > P$.

I przy tym przesyłaczu fale na krzywej prędkości nietylko się nie wyrównywają, ale wzrastają (fig. 62), jednakże powolniej aniżeli w poprzednim przypadku.

Przesyłacz podwójnie działający. Od chwili ruszenia się regulatora, przez czas gdy czop korby przebiega drogę bc (fig. 62), przypływ pary zmienia się naprzód przez bezpośrednie działanie regulatora, potem dopiero wchodzi w ruch pośredni przesyłacz i tamuje dalej przypływ siły. Od tego punktu linia wyrażająca wielkość siły staje się prostą.

W e prędkość równa się normalnej v_0, stąd wynika, że powierzchnia $\delta\varepsilon e_1 = \alpha\beta\gamma\delta a_1$. Przytem zwykle następuje $\varepsilon e_1 = P_{\prime\prime} < P$, tak że po pewnej liczbie wahnięć, regulator taki sprowadza prędkość normalną (fig. 63).

Astatyczny tachometr z bezpośrednim przesyłaczem. Przy pośrednim przesyłaczu przypływ siły zostaje zmienionym, przy każdej innej prędkości niż normalna. Toż samo powtarza się tutaj ze strony tachometru. Astatyczny tachometr w ogóle tylko przy normalnej prędkości może być w równowadze i przy najmniejszej zmianie prędkości, wykraczającej po za nieczułość regulatora, przypływ siły zostaje prędko zmienionym. Występują tu też same niedogodności, co przy pośrednim przesyłaczu i to w wyższym stopniu, ponieważ właśnie przesunięcie stawidła prędzej następuje, przez co fale na krzywej prędkości będą krótsze i wahanie silniejsze.

Statyczny tachometr przy bezpośrednim przesyłaczu. Statyczny tachometr może przyjść do równowagi przy każdej prędkości a przynajmniej przy każdej—zawartej w granicach przyjętych do obliczeń. Prędkość wzrasta na przestrzeni ξ (fig. 64), odpowiednio do nadmiaru siły P. Od b przypływ siły się zmniejsza przez regulator i w punkcie c przypływ siły równa się oporowi P_1, tak że następuje bieg regularny maszyny, jakkolwiek przy prędkości v_1 większej od normalnej v_0. W ogóle w tym regulatorze może nastąpić bieg regularny przy każdej prędkości zawartej między granicami, dla których regulator był obliczony. Bieg normalny z prędkością v_0 może mieć miejsce wtedy tylko, gdy opór $= P_0$, to jest ma wartość normalną, rozumie się pod warunkiem, że natężenie siły, jak np. prężność pary, zostaje niezmienną.

Aby jednak nie otrzymać zbytecznych różnic w prędkości maszyny, musimy granice v_0 i v_1, tudzież liczby obrotów n_0 i n_1, przyjąć dość bliskiemi sobie np. $n_0 = 48$, $n_1 = 52$ i stawidła tak urządzić, aby przy n_1 obrotach przypływ pary był całkowicie zamknięty, przy n_0 zaś całkowicie otwarty. W ten sposób jednakże przechodzimy z konieczności na kombinacyą:

Pseudo-astatyczny regulator z bezpośrednim przesyłaczem. Ten regulator działa zupełnie w sposób dopiero co opisany. Występują i tu różne biegi normalne, lecz tylko w dozwolonych granicach n_0 i n_1 obrotów na minutę, dla których pseudo-astatyczny regulator został obliczonym. Ponieważ przy n_1 obrotach przypływ siły równa się 0, przy n_0 zaś jest max., to siła popędowa może być tylko równa oporowi, czyli bieg normalny może nastąpić jedynie pomiędzy temi granicami.

Kombinacya pseudo-astatycznego tachometru z bezpośrednim przesyłaczem wydaje zatem najlepszy regulator dla motorów, przy których w ogóle bezpośredni przesyłacz może być użytym.

Z powyższego okazuje się, że regulatory wyłącznie z pośrednim przesyłaczem, t. j. w przypadkach wielkiego oporu stawidła, jak to ma miejsce przy motorach wodnych, działają bardzo niedostatecznie.

GŁÓWNA STACYA TRAMWAYÓW

W WARSZAWIE.

(Tabl. XXIII i XXIV).

W roku bieżącym towarzystwo bezimienne belgijskie, mające za zadanie budowę tramwayów i kolei wicinalnych na kontynencie, posiadające w ruchu tramwaye w Elberfeldzie, Turynie, Bari, Neapolu i Lwowie, oraz koleje wicinalne w północnych Włoszech i Belgii, otrzymało koncesyą na zaprowadzenie sieci kolei konnych w Warszawie, z możnością wyzysku tejże w przeciągu lat 35, z warunkiem opłaty 2% od sumy zarobku brutto na rzecz kasy miejskiej i przejścia po upływie lat 35 sieci kolei konnych wraz z budowlami i taborem na własność miasta.

Roboty rozpoczęte w końcu maja, ukończone zostały obecnie, co do zaprowadzenia jednej linii, łączącej rogatki Mokotowskie z Powązkowskiemi. Trudności techniczne wykonania linii na gruncie, brak odpowiednio wyrobionych robotników, miejscowe warunki urządzenia bruków, wpłynęły

na opóźnienie wykonania robót. Wyradzające się kwestye z towarzystwem głównem rossyjskiem, jako posiadaczem istniejącej po dziś dzień linii, od rogu ulicy Marszałkowskiej i Alei Jerozolimskiej do dworców na Pradze położonych, co do możności nabycia lub wydzierżawienia tej linii, opóźniły otwarcie ruchu.

Szyny stalowe nowego modelu, powszechnie używane w miastach zagranicznych, wyrobione w walcowni na Koszykach, umocowane są na dębowych leżniach, idących w kierunku szyn i położonych na takichże podkładach. Szyny od stron wewnętrznej i zewnętrznej obłożone są kostkami granitowemi, sprowadzonemi ze Szwecyi.

Stacya główna położona jest na posesyi Nr. 2191^F, leżącej przy nowo otwartej ulicy, obecnie nazwanej Sierakowską, łączącej plac Muranowski z esplanadą cytadeli. Umiejętny wybór na stacyę posesyi, leżącej przy głównej linii, prawie w końcu tejże linii, zapewniając możność dogodnego ruchu taboru, nie zmusza interesantów mających interes do zarządu, do wydalania się po za rogatki miasta.

Przedstawiając na tabl. XXIII i XXIV plan i przecięcia stacyi głównej przy ulicy Sierakowskiej, obejmującej stajnię na 200 koni, remizę na 56 wagonów, dom administracyi, warsztaty i konieczne akcesorya, nadmienić należy że wykończenie w zupełności nowo wzniesionych budowli, nastąpi z wiosną roku przyszłego. Stajnie obszerne, sklepione, na żelaznych kutych belkach, wspartych na kolumnach, mają podłogi asfaltowe. Miano też na względzie urządzenie odpowiedniej wentylacyi, tudzież wszelkich ułatwień, koniecznych w zakładach tego rodzaju. Stajnie pokryte są wysokim dachem z dachówki, wyrobionej w cegielni *p. Grantzowa*, w Kawęczynie. Poddasza służą dogodnie do pomieszczenia furażu.

Istniejąca w posesyi murowana studnia zapewnia dobrą i bardzo obfitą wodę, nader pożądaną w podobnych zakładach. Budowle zaopatrzono przytem wodociągami i urządzono oświecenie gazowe.

Rozpoczęta budowla stacyi pomocniczej za rogatką Mokotowską na posesyi Murowanka zwanej, obejmować będzie stajnie na 70 koni, remizę na 40 powozów, domek dla administracyii, infirmeryą dla chorych koni, kuźnię i konieczne akcesorya.

Na posesyi przy ulicy Wileńskiej, nabytej przez towarzystwo na Pradze, urządzone zostaną składy oraz stacya pomocnicza.

Tabor stanowią wagony osobowe, z podziałem na dwie klasy, jednokonne, wykonane w zakładach „Scandia" w Randers (w Danii), lekko i wygodnie zbudowane. Koni zakupiono dotąd sztuk 50. Warunki klimatyczne Warszawy, wielka ilość śniegu spadającego zimową porą, konieczność utrzymania na ulicach sanny, — stanowić będą trudności eksploatacyi.

Z. Kiślański.
budowniczy.

JESZCZE O BRUKACH WARSZAWSKICH.

Artykuł mój p. n. „Kilka słów o brukach warszawkich i o projektowanej kanalizacyi," podany w zeszycie lipcowym Przeglądu, wywołał odpowiedź szanownego pana Prezydenta m. Warszawy, w następnym zaraz zeszycie zamieszczoną, która słusznie i sprawiedliwie przeniosła podniesioną przezemnie kwestyą w dziedzinę praktyki. Zaproponowanem mi zostało ułożenie na próbę kilkudziesięciu sążni kwadratowych (okazało się między rynsztokami 339,3 sąż. kwadr.) bruku dwuwarstwowego, z kamieni polowych, na ulicy Chmielnej, od Nowego Świata do Brackiej. Propozycyę tę przyjąłem i przedstawiłem kosztorys,—roboty zaś mają być rozpoczęte po uzyskaniu zatwierdzenia władzy wyższej.

Zanim jednak nastąpi praktyczne rozstrzygnięcie postawionej przezemnie kwestyi bruku dwuwarstwowego z kamieni polowych, pragnąłbym odeprzeć postawione w odpowiedzi na mój artykuł ciężkie a niezasłużone zarzuty, upatrujące w mych słowach dążności jakoby fiskalne—i z powołaniem się na § 604 urzędowych przepisów, obwiniające mnie o wprowadzanie w błąd opinii publicznej. I dlatego też poświęcę tu słów kilka na gruntowniejsze rozpatrzenie kwestyi brukowej, ze strony techniczno-prawnej.

Urzędowe przepisy dla robót budowlanych i inżynierskich (urocznoje położenje) uznają dwóch rodzajów jednowarstwowe bruki z kamienia polowego, a mianowicie:—układane wprost na gruncie, pokrytym piaskiem—i na sztucznych podkładach, stanowiących fundament tych bruków. § 604 określa układanie bruku jednowarstwowego z kamieni polowych naturalnej formy, na powierzchni pierwszy raz brukowanej, a w razie przebrukowywania ulic (o co głównie chodzi) stosuje się identyczny ze wmiankowanym § 612, przy którym znajduje się następujący dodatek: „przy przekładaniu bruku wszystką poruszoną (rozrychlennuju) ziemię zdejmować *koniecznie* (nieprenienno), do *twardej* warstwy gruntu, na którą nasypywać warstwę piasku grubości 4 werszków."

Warunek ten prawodawca uznał za tak nieodbicie potrzebny, że określając w § 610 ilość robocizny, potrzebnej dla zdjęcia starego bruku, dodaje: „z odniesieniem kamieni na bok i z uprzątnieniem (uborkoj) ziemi." W całych zaś urzędowych przepisach niema drugiego paragrafu, któryby wskazywał ilość robocizny bez tego warunku.

Następnie § 605 określa budowę bruku jednowarstwowego z kamieni polowych rozbijanych, mówiąc w dodatku: „bruki z kamieni polowych rozbijanych (razkołotawo bułyżnika) układają się na gruncie zwięzłym (płotnom), lub też na fundamencie przygotowanym z drobnych kamyków (szczebnia), budowlanego mussoru, albo z większych kamieni, jak niżej powiedziano." I rzeczywiście następujący § 606 określa budowę bruku jednowarstwowego na powierzchni fundamentowej, ułożonej z większych kamieni polowych, nazywając taki bruk dwuwarstwowym. Jest to ten sam bruk, który ja opisałem—i trzymając się urzędowej nomenklatury, nazwałem również dwuwarstwowym.

Z powyżej przytoczonych paragrafów przepisów urzędowych okazuje się, że techniczne prawodawstwo nasze, zgodnie z zasadami nauki, zwraca szczególną uwagę na przygotowywanie twardej powierzchni pod wszelkie bruki z kamienia polowego—i dla tego pozwala brukować ulice jedną warstwą kamienia polowego, bez sztucznego fundamentu, wyjątkowo tylko na gruncie stałym, twardym i zwięzłym (płotnom). W Warszawie zaś, przebrukowując ulice, nieuprzątają poruszonej ziemi — i wysadzają takowe, wtykając kamienie polowe w spulchnioną ziemię. Jest więc oczywistem, że budowa podobnego bruku niezgadza się ani z § 604, ani z § 612 — i *twierdzenie moje*, odnośnie do nielegalności jednowarstwowego bruku z kamieni polowych stosowanego w Warszawie, *popartem jest właśnie przez tenże sam paragraf urzędowych przepisów, który przytoczony został w odpowiedzi na mój artykuł.*

Ostatecznie więc kwestya rozchodzi się tylko o to: czy bruk warszawski powstał z bruku jednowarstwowego, określonego w § 604, przez niezdejmowanie ziemi poruszonej (razrychlennej)—czy też z bruku dwuwarstwowego, przez odrzucenie dolnego fundamentowego pokładu; t. j. czy podobne techniczne nadużycie jest rozmyślnem, czy też weszło tylko w zwyczaj i jest najprostszym objawem rutyny?

Praktykując lat dwadzieścia kilka i to przeważnie w Cesarstwie, miałem sposobność zauważenia, jak w rozmatych okolicach przedsiębiorcy, odrzucając przy najmniejszym niedozorze, lub niedoświadczeniu technika, dolny pokład dwuwarstwowego bruku, przyzwyczaili wszystkich do tego, że układali bruk z jednej tylko warstwy kamieni polowych, wprost na ziemi *spulchnionej*. I nikt tego nie uważał za złe, bo przepisy techniczne nadwerężały się stopniowo, a nowoprzybywający ludzie byli wciągani we wszechwładną rutynę. Dla tego więc byłem i jestem tego zdania, że praktykowane w Warszawie wysadzanie ulic jedną warstwą kamieni polowych, na *spulchnionej* ziemi, jest nadużyciem rutynowem. Stworzyło się takowe dziesiątkami lat, a teraźniejsi działacze idą tylko ubitym oddawna torem. Wina więc ich wynika głównie stąd, że poddali się rutynie — i że nie odnoszą się krytycznie do swoich prac w zakresie techniki.

To przekonanie moje, wypowiedziane w pierwszym artykule, opieram na następujących faktach:

1) Rozpatrując różne kontrakty, zawarte w Warszawie na brukowanie ulic, w ciągu ostatnich lat trzydziestu, napotykałem w wielu z nich oddzielne paragrafy, obowiązujące przedsiębiorców budować w razie potrzeby bruki dwuwarstwowe. Pomimo więc stanowczo przeciwnego twier-

dzenia odpowiedzi na mój pierwszy artykuł, mam prawo przypuszczać, że podobne bruki w Warszawie dawniej istniały. W kontraktach nie tak dawnych, bo z roku 1878, w § 1 powiedziano, że na żądanie magistratu przedsiębiorcy obowiązani są budować bruki z kamieni polowych rozbijanych (rozkołotawo bułyżnika), które, jak już wskazałem, budują się czterema sposobami (§§ 605—606), a w tej liczbie i systemem dwuwarstwowym. Niewiadomo tylko dla czego nie zażądano, aby takowe bruki były rzeczywiście zbudowane, chociażby na niektórych ulicach.

2) Kontrakty magistratu warszawskiego na bruki jednowarstwowe z kamieni polowych, zawierają warunki techniczne niemożebne do wykonania i nielogiczne w stosunku do tych bruków, a żywcem wyjęte z przepisów, obowiązujących przy budowie bruków dwuwarstwowych. Rozpatrzmy naprzykład w kontrakcie z 1871 r. paragraf drugi, który tak brzmi:

„Dobierać kamienie jednakowej wielkości w ten sposób, żeby największe układać około rynsztoków, a w miarę zbliżania się do środka ulicy układać stopniowo kamienie coraz mniejsze“ . . . „Nadto kamienie *nieodpowiedniej* (nieprawilnoj) formy potrzeba *obrabiać* (obdieływat') tak, żeby się takowe układały na ziemi *równą fundamentową powierzchnią* (rownym osnowaniem) i przylegały szczelnie do innych kamieni“ . . . „Ponieważ wyżej wymienione warunki układania kamieni są konieczne dla dobroci bruku, to dla umożebnienia służbie technicznej magistratu przekonania się, że takowe są akuratnie zachowane (sobliudeny) przy brukowaniu, przedsiębiorcy obowiązani będą śledzić, żeby brukarze w czasie robót zasypywali piaskiem przestrzenie między kamieniami nie wyżej, jak na $^2/_3$ wysokości samych kamieni.“

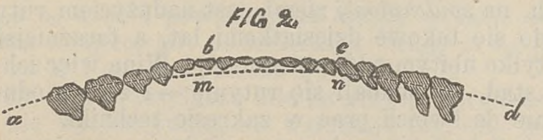
Przy brukowaniu jednowarstwowem najprzód nasypuje się na twardy grunt warstwa piasku, 4 do 6 werszków, i w takową wtykają się kamienie sztorcem (§ 604), to jest ostrzem na dół; — nie mogą więc być układane na piasku fundamentową powierzchnią. Jak również niemożebnem jest po ułożeniu kamieni, zasypywać piaskiem pomiędzy takowymi puste przestrzenie do $^2/_3$ ich wysokości, bo niema żadnych pustych przestrzeni, a gdyby się takowe gdzie i okazały, to w jaki sposób można nasypywać piasek pod ułożony już bruk jednowarstwowy? Natomiast, przy budowie dolnego fundamentowego pokładu w bruku dwuwarstwowym, kamienie kładą na piasek zawsze fundamentową powierzchnią i częstokroć obrabiają je, dla nadania *odpowiedniej* (prawilnoj) formy, która przedstawiona na dołączonym do pierwszego mego artykułu rysunku, wywołała takie zadziwienie w „Odpowiedzi.“ Przestrzenie pomiędzy tymi sterczącymi do góry kamieniami, przy grubości bruków 6 werszków, zasypują się piaskiem na 4 wer. (§ 606) t. j. na $^2/_3$ ich wysokości.

Warunek, aby większe kamienie układać przy rynsztokach, a coraz mniejsze ku środkowi ulicy, napotykamy również w późniejszych kontraktach i widzimy w zastosowaniu codziennem; wypada więc rozpatrzeć tę kwestyą gruntowniej. Wiadomo że wszelkie sklepienia mogą być cieńsze w kluczu a grubsze u pachwin, ale niemożebnem jest zbudować mocne i trwałe sklepienie, cieńsze w pachwinach niż w kluczu. Otóż bruk dwuwarstwowy, tworząc również sklepienie, musi być budowanym z większych kamieni u rynsztoków a z mniejszych na środku ulicy. Zupełnie inaczej

FIG. 1



FIG. 2



rzecz się ma przy brukowaniu jednowarstwowem. Figury 1 i 2 przedstawiają bruk jednowarstwowy, ułożony z kamieni małych wzdłuż rynsztoków, a większych na środku—i odwrotnie. Niezważając na silne ubicie, bruk zawsze jeszcze osiada cokolwiek po otwarciu ruchu i to najwięcej i najprędzej w pośrodku ulicy,—tak że po pewnym przeciągu czasu profil bruku *abcd* zmienia się i przechodzi na *amnd*. Jeżeli więc ku środkowi ulicy będą ułożone większe kamienie, to takowe, przy ciągłych uderzeniach kół i kopyt końskich, będą coraz więcej ściskać sąsiednie kamienie; przez co bruk będzie się wzmacniać. Gdy zaś ulica jest wybrukowaną, jak na fig. 2, to drobne kamyki podczas ruchu osiadają znaczniej od większych bokowych, a przez to bruk rozluźnia się i rozpoczyna się na całej przestrzeni ruch kamieni, które miały tworzyć mocną i trwałą powierzchnię. Zauważywszy więc to wszystko, musimy przyjść do przekonania, że praktykowany w Warszawie system brukowania drobnymi kamieniami w pośrodku ulicy, jest również pozostałością od używanych dawniej bruków dwuwarstwowych.

W dawniejszych kontraktach i w teraźniejszych warunkach technicznych, dołączanych do kontraktów, jest jeszcze dość dowodów, potwierdzających moje zdanie o pochodzeniu bruku jednowarstwowego warszawskiego; ale w pobieżnej odpowiedzi dość będzie i tego, co powiedziałem, by dowieść że opieram moje twierdzenia na faktach i dokumentach.

W „Odpowiedzi“ wyrażono zdanie, że bruk, o którym mowa, jest legalnym, na zasadzie § 604 urzędowych przepisów. Tymczasem dowiodłem już wyżej, że warszawskie wysadzanie ulic jedną warstwą kamieni polowych, wtykanych w spulchnioną ziemię, jest nielegalne—i starałem się przekonać, że podobne techniczne nadużycie wytworzyło się w przeciągu wielu lat. Gdybym był tego nie uczynił, to można byłoby zapytać, dla czego magistrat pozwala budować bruki na zasadach, wbrew przeciwnych §§ 604 i 612 urzędowych przepisów i najprostszym wymaganiom nauki.

Zresztą dla miasta kwestya: jaką drogą doszliśmy do obecnego opłakanego stanu bruków — jest nic nieznaczącą; dość że wiemy, jakie przyczyny techniczne przyprowadziły do upadku roboty brukarskie w Warszawie — i że takowe weszły w zwyczaj, t. j. stały się rutyną. Z tej zaś rutyny miasto ponosi nadzwyczaj wielkie szkody:

1) Bruki z kamieni polowych, nie mając pod sobą odwiednio twardej powierzchni, stały się *ruchomymi*, przez co ulice pokryły się niezliczoną ilością wybojów, utrudniających ruch.

2) Poziom ulic wzniósł się nieodpowiednio do wysokości chodników, przez co w czasie deszczów woda zalewa chodniki, a nie ulice.

3) Pod brukiem niema przesiąkania wód przez czysty rzeczny piasek, bo nieuprzątnięta ziemia rozmaka i nasiąka nieczystościami — przez co zatruwa się powietrze w całem mieście.

4) Bezustanne naprawy i przebrukowywania znacznie zwiększają wydatki miejskie i to bez żadnej widocznej korzyści.

Ponieważ zarząd miejski sprowadzał z Berlina majstrów brukarskich—i wysyłał techników zagranicę dla badania kwestyi brukowej, musimy więc dla bezstronności sądu spojrzeć, jak się buduje bruk jednowarstwowy z kamienia polowego w państwie pruskiem.

W kontrakcie, zawartym pomiędzy magistratem m. Poznania a *p. Stanisławem Barczyńskim*, d. 12 kwietnia 1880 r., na roboty brukarskie od 1 kwietnia 1880 r., do końca marca 1881 r., czytamy:

„§ 4. Przy zrywaniu starego bruku, potrzeba sortować kamienie podług wielkości i ładować na przeznaczone do tego wozy, lub też najdalej do 75 m. takowe staczkować. *To samo jest obowiązującem dla starej warstwy podbrukowej ziemi (alten Pflasterboden)*. . .

Przy rozpoczynaniu budowy nowego bruku plant ulicy powinien być najmniej na 20 m. długości poprzednio przygotowany — i ta odległość stale w ciągu robót powinna być zachowywaną z jedynym wyjątkiem niesprzyjania pogody. Plant powinien być jednocześnie podług przepisanej długości i według przyjętego poprzecznego profilu dokładnie wyrównany i *mocno ubity* (festzustampfen). Jeżeli mające być na plancie podsypanie podbrukowe ma być ze zwiru, to grubość takowego w stanie nieubitym powinna wynosić 0,23 m., a po ubiciu 0,15 m., a piaskowego—w stanie nieubitym 0,31 m. a po ubiciu 0,20 m. Zmniejszenie tej grubości warstwy podbrukowej może nastąpić tylko za decyzyą radcy budo-

wniczego i to jedynie w tym tylko przypadku, jeżeli, po zupełnem oczyszczeniu ulicy od ziemi spulchnionej i szlamu, okaże się, że stały grunt składa się z zupełnie czystego piasku żółtego lub białego, albo ze żwiru...

Bruk powinien być trzy razy mocno ubijany taranami (babami), mającymi przepisane przez wydział budowlany wymiary i ciężar — i w czasie posuchy przy ubijaniu wodą polewany"

Z tego więc widzimy, że przepisy pruskie, odnoszące się do budowy bruku jednowarstwowego z kamienia polowego, są jeszcze ostrzejsze od naszych; więc też praktykowane w Warszawie wysadzanie ulic jedną warstwą kamieni polowych, wtykanych w spulchnioną ziemię, nie mogło wziąć stamtąd swojego początku i jest wyalazkiem miejscowym.

Przechodzę z kolei do kwestyi spornej, o ilości kamienia polowego, potrzebnego na bruki jednowarstwowe, według przepisów urzędowych.

Powiedziałem, że przy układaniu bruku jednowarstwowego z kamieni polowych *„rozmaitej"* wielkości, jeden sążeń sześcienny kamienia *„może"* wystarczyć na 16 sąż. kw. bruku. Otrzymałem na to odpowiedź następującą:

„Z tych samych przepisów, za pomocą elementarnego rachunku, dowiedziałby się również *p. R.*, że z jednego sażenia sześciennego kamieni, otrzymuje sie przy średniej grubości bruku wynoszącej 7" — 11,11 sażenów kwadrat. bruku; z jednego zaś sażenia sześciennego kamieni drobnych, jakie używane są tylko do trotoarów, można zabrukować 15 saż. kw., w żadnym zaś razie nie 16 saż. kw. jak twierdzi *p. R.*"

Zaznaczyłem wyżej, jak nasze przepisy techniczne zaliczają bruki jednowarstwowe z kamienia polowego, układane na gruncie twardym i zwięzłym bez sztucznych podkładów, do robót wyjątkowych. Posuwając dalej swoją uzasadnioną troskliwość, urzędowe przepisy wymagają, aby dla równiejszego osiadania bruku, używane były do brukowania kamienie możliwie jednakowej wielkości i dla tego w przypisku do § 612 powiedziano, że przy przebrukowaniu ulic „w dodatku do starego kamienia przeznaczać nowy jednakowej z tamtym wielkości. Nie mogąc zaś żądać od dostawców kamieni polowych, aby dobywali takowe podług pewnych wymiarów, przepisy urzędowe polecają przyjmować od nich kamienie rozmaitej wielkości—i osobno przeznaczać (dodatek 1 do § 604) dla ścisłego (tszezatielnoj) rozsortowania, na 1 sąż. sześc. kamienia polowego: a) większego i średniego—czterech brukarzy, b) mniejszego i drobnego—trzech.

Rozsortowany kamień, według przytoczonego w „Odpowiedzi" § 604, ma wystarczać na wybrukowanie następujących przestrzeni. Jeden sążeń kamieni polowych:

a) grubości do 5½ wer. wystarcza na 9,09 saż. kw. bruku.
b) „ „ 4 „ „ „ 11,11 „ „
c) „ „ 3 „ „ „ 14,3 „ „
d) „ „ 2 „ „ „ 20 „ „

Kamienie pierwszej kategoryi, jako niedogodne do jazdy, prawie nigdy nie są używane w miastach i rozbijane są na miejscu, a i w Warszawie nie mamy ulic brukowanych podobnie dużymi kamieniami. Jeżeli więc użyjemy do brukowania ulic kamieni nierozsortowanych, to zabrukujemy 3-ma sąż. sz. — 11,11 + 14,3 + 20 = 45,41 sąż. kw.; wypadnie więc z jednego sąż. sześc. kamieni polowych — 15,13 sąż. kw. bruku. W Petersburgu, po wprowadzeniu samorządu, zostało przyjętem brukowanie ulic kamieniem nierozsortowanym i po dokonaniu należytych prób przyjęto liczyć przedsiębiorcom 16 sąż. kw. bruku, za jeden sąż. sześc. kamienia. Powiedziałem więc w moim artykule, że i u nas ta ilość *może* być dostateczną. W Warszawie również brukują ulice *nieprzesortowanym* kamieniem polowym, a więc nie można liczyć ani grubości bruku, ani ilości potrzebnego kamiemienia *według największego używanego wymiaru kamieni*, jak to uczyniono w „Odpowiedzi"; a potrzeba zrobić dokładne i wielorakie próby i przyjąć *średni* wywód.

Powyższe obliczenie ilości potrzebnego na bruk jednowarstwowy kamienia polowego otrzymaliśmy, w przypuszczeniu, że w dostarczonym nieprzesortowanym kamieniu będą w równych częściach bryłki wszystkich trzech wymiarów, co może zdarzyć się tylko przypadkowo. Porównywając zaś bruki warszawskie z petersburskimi, nietrudno jest zauważyć, że pierwsze są budowane w ogóle z mniejszych kamieni,—i dlatego, nieprzesądzając rezultatów przyszłych doświadczeń, można twierdzić z przybliżoną pewnością, że i w Warszawie wypada liczyć przedsiębiorcom *co najmniej* 16 sąż. kw. bruku, a nie 11,2, na 1 sąż. sześc. kamienia.

W wyżej przytoczone słowa „Odpowiedzi," wkradły się widocznie dwie fatalne pomyłki; albowiem najprzód, według stosowanego w tym razie bezpośrednio § 607 i pośrednio § 604, jeden sążeń sześcienny kamieni drobnych trotoarowych daje 20 a nie 15 sąż. kw. bruku — a powtóre, co do mnie, nie wspominałem wcale o brukowaniu chodników.

W pierwszym moim artykule powiedziałem, że w Warszawie przeznacza się na bruki jednowarstwowe kamienia polowego więcej niż potrzeba — i że z tego powodu miasto przepłaca rocznie kilkanaście tysięcy rubli. Teraz zaś, na zasadzie przytoczonego w „Odpowiedzi" § 604, za pomocą elementarnego wyliczenia dowiodłem, że mam słuszność i prawo po mojej stronie. Zamykając tę kwestyą w nadziei, iż uwolniony zostanę od zarzutu wprowadzania w błąd opinii publicznej, — przechodzę do zaproponowanego przezemnie bruku dwuwarstwowego.

Bruk dwuwarstwowy z kamienia polowego powstał z owych sławnych bruków rzymskich, które przetrwały tysiące lat i do dnia dzisiejszego zdumiewają znawców. Jest to przytem edycya o wiele poprawniejsza i w tej formie, jak opisałem, była stosowaną od kilku, czy od kilkunastu wieków. Jest to najstarszy ze wszystkich bruków, obecnie używanych. Jedyny ten bruk, wypróbowany we wszystkich częściach świata, raz tylko jeden był zakwestyonowanym, w połowie bieżącego stulecia, — w myśl mającej być osiągniętą inną drogą nieprzemakalności bruków. Roboty brukarskie, dokonywane w Paryżu za Napoleona III-go, wywołały ogólny przewrót. Bruki z kamieni polowych zostały zakwestyonowane i za przykładem ówczesnej stolicy świata, zaczęto wprowadzać coraz nowsze wynalazki i odnawiać systemy brukowania, dawniej już znane. Na porządku dziennym stanęły bruki: kamienne kostkowe, kostkowe sklepione (do dziś główna chluba Paryża), kostkowe drewniane (Londyn), asfaltowe, żelazne i t. d. Przekonano się jednak, że z wyjątkiem kostkowych sklepionych na cemencie, asfaltowych i londyńskich drewnianych, wszystkie inne bruki są przemakalne,—wypadało więc pomyśleć o odprowadzeniu wód, które skupiają się pod brukami. Praktyka przekonała, że w tym celu koniecznem jest urządzanie pod brukami pokładu z materyału przesiąkającego, ale nie rozmiękającego przy przesiąkaniu wody: do czego najużyteczniej jest używać delikatnego żwiru, grubego piasku, drobnych kamyków i dużych kamieni. Przyszedłszy zaś do przekonania, że zupełna nieprzemakalność bruków nadzwyczaj drogo kosztuje i że możebnem jest odprowadzić wody z pod bruku wskazaną drogą, technicy musieli zwrócić napowrót uwagę na bruki z kamieni polowych i wyszczególnić z pomiędzy nich bruk dwuwarstwowy, który przy doświadczonej trwałości, jest mniej przemakalnym i z powodu dwóch warstw piasku i warstwy większych kamieni lepiej od innych bruków odprowadza wodę, która się przedarła przez górną jego warstwę [1]).

W Rossyi, za przykładem zagranicy, przez pewien czas (w Warszawie dopiero teraz) podzielano zachwyt dla bruków kostkowych—trzeba jednak oddać sprawiedliwość technikom petersburskim, że jedni z pierwszych otrząsnęli się z przesady. Słaby, mokry i równy grunt, pomimo taniości granitu finlandzkiego i norwegskiego, dał początek nowemu kierunkowi technicznemu prac brukarskich, a gruntowna nauka, wolna od uprzedzeń, dokonała reszty. Z przytoczonej w przypisku kopii dziennika posiedzeń rady opiekuńczej

---

[1]) Patrz w tym przedmiocie świeżo wydane dzieło p. n.: Handbuch der Gesammten Strassenbaues in Städten. Zum praktischen Gebrauche für Ingenieure und städtische Behörden, sowie zum Selbststudium für Studirende des Wegebaues. Mit besonderer Berücksichtigung der in neuerer Zeit ausgeführten Pflasterungsversuche in den Hauptstädten des Deutschen Reiches und der Ausländer. Von *Richard Krüger*, Bauingenieur und Docent am Technicum zu Rinteln. Jena, 1881. (II. Pflasterungen mit natürlichen Steinen, Seite 224). (*P. A*).

zakładów dobroczynnych imienia Cesarzowej Maryi [1]), okazuje się, że bruk dwuwarstwowy wymaga więcej reperacyi w ciągu pierwszych lat (na gruncie petersburskim 6 lat), zanim się ostatecznie utrwali warstwa fundamentowa,— a następnie co rok staje się trwalszym i coraz mniej potrzebuje wydatków na naprawę.

Podobnej zalety nie posiada żaden inny bruk i dlatego, co do trwałości i długowieczności, bruk, o którym mowa, niema sobie równych. Bruk dwuwarstwowy zawsze był i jest legalnym. Urzędowe przepisy określają budowę takiego bruku w §§ 605 i 606; a w dawniejszych kontraktach magistratu warszawskiego napotykamy paragrafy obowiązujące przedsiębiorców do układania tego bruku w razie potrzeby i odnośne skazówki techniczne, zupełnie zgodne z nauką.

Dziwnem mi się też wydaje ciążenie magistratu w tej kwestyi w stronę Berlina i Paryża i sprowadzanie tamtejszych brukarzy, przy zupełnem zapoznaniu tego, co się dzieje w stolicy Cesarstwa,—jak również, po rozpoczęciu zemną polemiki na podstawie § 604 urzędowych przepisów, nazwanie bruku dwuwarstwowego z kamienia polowego, określonego w §§ 605 i 606 — moim wynalazkiem.

W pierwszym moim artykule powiedziałem, że w brukach sklepionych uderzenia kół i kopyt końskich przenoszą się nie na grunt lecz na sąsiednie części bruku i rozprzestrzeniają się na większych przestrzeniach w skutek czego bruki tego systemu są mniej zależne od gruntu i trwalsze od innych. Twierdziłem zatem, że z tej przyczyny bruki sklepione są najwięcej cenione, chociaż drożej kosztują i mogę powołać się w tym względzie na szerokie zastosowanie bruków podobnych z kamieni polowych w naszem państwie, w Prusach z m. Berlinem na czele, w Italii i w niektórych okolicach Austryi — a także na bruki kostkowe-sklepione w Paryżu, Brukselli, Karlsruhe, Hannowerze i Odessie. „Odpowiedź“ tymczasem twierdzi, że zasada sklepienia bruków jest dziś powszechnie uznana za błędną i że bruki kostkowe niesklepione są teraz w całej Europie uważane za najlepsze. Otóż korzystając głównie z wyżej przytoczonej, a świeżo wyszłej z pod prasy obszernej bardzo pracy inżyniera *Krügera*, postaram się przy sposobności obszerniej rozpatrzeć kwestye sporne i przez porównania dojść do wniosku, w jakim stosunku pozostają warszawskie roboty brukarskie, do odpowiednich robót w zachodniej Europie.

Władysław Rudnicki,
inżynier.

Od Redakcyi. Podając powyższą replikę inż. *W. Rudnickiego* w kwestyi bruków, winniśmy powtórzyć pierwotne nasze zastrzeżenie, a mianowicie, że jeżeli podzielamy sądy Autora o smutnym stanie bruków warszawskich, to znów niezupełnie zgadzamy się z jego poglądami, odnośnie do wielu szczegółów technicznych, a zwłaszcza co się tyczy względnej wartości różnych rodzajów bruku.

Nadmienić przytem wypada, że pominęliśmy w druku drugą część powyższego artykułu inż. *W. Rudnickiego*, w której autor replikuje w kwestyi wyboru inż. *Lindley'a* na kierownika budowy kanalizacyi w Warszawie. Przeciwko temu wyborowi występowaliśmy w swoim czasie, — dziś wszakże, gdy po podpisaniu kontraktu *p. Lindley* przystąpił już do robót, dalsze rozprawy nad tą kwestyą uważamy za bezcelowe.

[1]) Pod datą 23 kwietnia 1873 r., w dzienniku posiedzeń petersburskiej rady opiekuńczej zapisano:

„Wysłuchawszy przedstawienia zarządu domu podrzutków (Impieratorskawo wospitatielnawo doma) z 12 marca za Nr. 2030 i dyrekcyi zakładów sierot z 10 marca za Nr. 798, o powierzeniu inżynierowi architektowi *Mertzowi* brukowania ulic, przylegających do budynków pomienionych zakładów. . . .

Sprawa ta, z rozporządzenia J. C. W. prezesa rady opiekuńczej, oddaną była do rozpatrzenia prezesowi komitetu budowlanego (stroitielnawo komitieta), który 29 marca 1873 r. za Nr. 36, doniósł, że on ze swej strony znajduje oznaczone przez *p. Mertza* ceny, po 6 rs. za sążeń kwadr. nowego bruku i po 60 kop. od sąż. kw. za roczną naprawę—umiarkowanemi, jak również 6-cio letni termin, podczas którego *p. Mertz* przyjmuje na siebie naprawy — dostatecznym. . . .

Przez ten czas nowy bruk, podlegając osiadaniu, szczególniej około podziemnych rur i studni, będzie wymagać więcej poprawek, a zatem i wydatków, aniżeli potem, kiedy fundamentowa warstwa zupełnie się utrwali (osnowanie okriepniet). Po upływie zatem wyżej określonego terminu, kiedy naprawa bruku może już mniej kosztować, od miejscowej władzy zależeć będzie umowę z *p. Mertzem* odnowić, lub też wykonywać roboty sposobem gospodarczym. . . .

Przyjmując pod uwagę: 1) zaświadczenie S.-Petersburgskiego Naczelnika miasta, że proponowany przez *p. Mertza* sposób brukowania *jest już wypróbowanym* i okazał się najzupełniej odpowiednim (wpołnie udacznym). . . 2) poświadczenie głównego architekta przy zakładach Cesarzowej Maryi. . . toż samo potwierdzające“,. . . postanowiono zawrzeć kontrakt, którego kopią podałem w pierwszym mym artykule.

KRYTYKA I BIBLIOGRAFIA.

Sprawozdanie z czasopism cukrowniczych, za drugi kwartał r. b.

Statystyka, handel, prawodawstwo i t. p.

Georges Dureau podaje następujące liczby, jako przeciętny plon buraków w Niemczech, w ciągu ostatniego dziesiątka lat. Za podstawę rachunku przyjęto ilość buraków poddaną w fabryce wadze rządowej, a zatem buraków obciętych i obmytych.

	Na dziesięcinę		
	korcy polskich	berkowcy 12-pud.	berkowcy 11-pud.
1871	544	114	124
1872	679	141	154
1873	726	151	165
1874	550	115	125
1875	782	163	180
1876	672	140	153
1877	731	152	166
1878	771	161	175
1879	672	140	153
w przecięciu	681	142	155

(*J. F. S. Nr. 26*).

Buraki.

Pellet, przy rozbiorze artykułu *Vibrans'a* o produkowaniu nasienia burakowego, podaje niektóre szczegóły dotyczące tego przedmiotu. Francuscy producenci nasienia doszli oddawna do przekonania, że nie należy wcale zostawiać do wysadki największych egzemplarzy, jak to niektórym mylnie się zdaje. Przeciwnie, chcąc mieć buraki średniej wielkości, należy brać i nasiennik tejże wielkości. Dlatego też we Fracyi plantują buraki przeznaczone do wysadki gęsto w rzędzikach odległych o 25 cm., pozostawiając między burakami 10 do 12 cm. Z 300 do 400 tysięcy sztuk pozostawionych na hektarze (325 do 450 tys. na dziesięcinie), otrzymuje się w skutek nieuchronnych strat 250 do 300 tysięcy wysadków (275 do 325 000 na dzisięcinie); a z tych około połowy odchodzi zwykle w brak, z powodu złej formy, zbytecznego wzrostu i t. d. Oznaczanie ciężkości gatunkowej wysadków za pomocą roztworów soli, nie daje żadnej rękojmi. Rezultaty tej metody są zawsze fałszywe, ponieważ buraki zawierają w sobie mniejszą lub większą ilość powietrza, mianowicie przy koronie. Natomiast, chociaż jest niepodobieństwem rozbierać chemicznie wszystkie wysadki, można jednak poddawać tej analizie kilkaset sztuk na tydzień, przez kilka miesięcy, co wystarcza dla oznaczenia wartości pewnego typu buraka. Analiza chemiczna nie jest jednak jedynym środkiem, dla zapobieżenia wyrodzeniu się typu lub utrwalenia pewnego ulepszenia. Dlatego należy zachować wiele innych ostrożności, które tylko z praktyki poznać można. (*Or. C. V. Maj, str. 346*).

Le Lavandier zwraca uwagę na wielki wpływ, jaki ma na dobroć buraków wczesny posiew. Przytacza on rezultat doświadczenia, jakie wykonał w 1880 r., na polach należących do firmy *Simon Legrand*. Z trzech posiewów, dokonanych 10 kwietnia, 8 maja i 29 maja,—pierwszy dał buraki z polaryzacyą soku 11,20% i spółczynnikiem czystości 86,—drugi 10% i 85, — trzeci 5,95% i 67. (*J. F. S. Nr. 17*).

Stężanie soku i gotowanie cukru.

W cukrowni Mratin, w Czechach, którą odbudowywano po spaleniu, postawiono przyrządy stężające podług skazówek, *Rillieux*. Postawiono dwa przyrządy o 3-ch korpusach każdy, z pierwszym korpusem spólnym dla obu. Cała powierzchnia ogrzewalna wynosiła 1 120 m² (12 000 stóp kw.). Soku do stężania otrzymywano 7 000 hektolitrów i wkrótce się okazało, że przyrządy stężające są za silne, tak że nadal prowadzono robotę na jednym przyrządzie, na przyszły zaś rok dyrekcya ma zamiar skorzystać ze zbywających dwóch korpusów i urządzić przyrząd stężający o pięciokrotnem działaniu, spodziewając się jeszcze większej oszczędności w materyale opałowym, którą i w tym roku oblicza na 33%. Syrop otrzymuje się bardzo gęsty, który przy zwykłym gotowaniu dawałby bardzo drobny kryształ, ponieważ jednak gotowano parą o niskiem ciśnieniu, otrzymywano kryształ duży i doskonale sformowany,—samo zaś gotowanie nie trwało dłużej niż dawniejsze żywą parą.

(*J. F. S. Nr. 22*).

Otrzymywanie cukru z melasu.

Kukla w „Listach Chemicznych,“ czasopiśmie wychodzącem w Pradze, ocenia rozmaite metody otrzymywania cukru z melasu. Podług niego dziś jeszcze dwie tylko metody można polecić fabrykom: osmozę i system *Manoury'ego*. Z metod pozostałych uważa on, że elucya, podobna w zasadzie do systemu *Manoury'ego*, w praktyce daje gorsze wyniki; substytucya zaś, jakkolwiek w zasadzie stanowi system najprostszy i najracyonalniejszy, nie jest jeszcze dostatecznie wyrobioną w praktyce. Mówiąc o osmozie, zwraca autor uwagę na to, że system ten jest dobrym tylko dla fabryk, mających bardzo miękką wodę, — dwuwęglan wapna bowiem, który zawiera w sobie woda twarda, przechodzi pod wpływem gorąca i innych czynników na węglan wapna, ten zaś ostatni zatyka pory pargaminu w osmozerach i przeszkadza w robocie. System *Manoury'ego* ma tę wyższość nad elucyą, że wymaga mniej kosztownej instalacyi; otrzymany melasan wapna wyługowuje się łatwiej i daje czysty cukrzan wapna, który może być przerobiony bezpośrednio na cukier,— gdy przeciwnie przy elucyi służyć on tylko może do defekowania soku burakowego. (*J. F. S. Nr. 16*).

Kotły parowe, przyrządy alimentacyjne i bezpieczeństwa, paleniska.

C. Ludwik zwraca uwagę, że wszystkie powstałe w ostatnich czasach systemy skombinowanych kotłów parowych, w których poziome cylindrowe kotły łączą się z pionowymi rurowymi, są tylko odmianami znanego od 1870 r. systemu kotłów „Dupuis“, które nie rozpowszechniły się z powodu swej niepraktyczności. Kotłom systemu *Bock'a* zarzuca *Ludwik*, że rury kotła pionowego łatwo mogą być przepalone i w ogóle łatwo mogą ulegać zepsuciu w przestrzeni parowej, a mianowicie na granicy tej przestrzeni z przestrzenią wodną. Autor gani także kotły wyrabiane przez firmę *Märky, Bromowsky* i *Schultz* i kotły *Tischbein'a* znane już od 1848 r. Według niego praktycznem może być tylko połączenie zwyczajnego buljerowego kotła z kotłem rurowym poziomym. (*Or. C. V. Czerwiec, str. 523*).

Rozmaite przyrządy i maszyny, wynalazki i ulepszenia, uwagi i spostrzeżenia dotyczące fabrykacyi.

Na posiedzeniu cukrowników szląskiego towarzystwa: *Hutson, Skene, Waldow, Reischauer* i *Brieg* chwalą bardzo sposób fabrykacyi zwany *Siegert'a*, polegający głównie na właściwem użyciu wapna. Korzyści tej metody wyliczają następujące: a) przerób przy danym warsztacie zwiększa się na jakie 20%, b) przykupno nowego węgla kostnego zmniejsza się o 30% co najmniej, c) znosi się użycie kwasu solnego przy odżywianiu węgla, d) rzadki sok nie poddaje się filtrowaniu, e) pozbywa wa się inkrustacyj wapiennych w przyrządach stężających, przez co oszczędza się paliwa (oszczędność około 3% węgla w stosunku do ilości buraków), f) używa się mniej kwasu węglanego, g) cukier otrzymuje się bardzo jednostajny i w wysokim gatunku.

(*Z. D. V. Kwiecień, str. 334 — 337 i Maj, str. 412 — 414*).

Stanisław Roszkowski.

NOWE KSIĄŻKI.

Francuskie za wrzesień i październik.

Barbe (F.) — Emploi simultané dans les mines et tunnels de la perforation mécanique et des dynamites Nobel. L'air comprimé, le compresseur d'air et la perforation. In-8. (E. Ducrot). 1 fr. 50.

Belpaire (Théodore). — Étude sur la marche des crues et sur l'influence des travaux de rectification, d'approfondissement et d'élargissement des cours d'eau. Gr. in-8. [Gadn.] (E. Ducrot). 1 fr. 25.

Cazeneuve (Albert). — Les Chemins de fer à l'Exposition universelle. 4e série. Pet. in-8. (Guillaumin). 3 fr.

Chateau (Théodore). — Technologie du bâtiment, ou Étude complète des matériaux de toute espèce employés dans les constructions. 2e édition. Tome I; fascicule 1er (fin de tome I). Gr. in-8 (Ducher). 5 fr.

Chrétien (J.) — Chemin de fer électrique des boulevards à Paris. In-4. — (Baudry). 1 fr.

Collot (T.) — Étude sur les engrais commerciaux, leur emploi et leur fabrication. Gr. in-8. [Lille.] (E. Ducrot). 5 fr.

Coquillon (J.) — Analyse de gaz. Description et usage des endiometres à fil de platine. Cas les plus usuels de l'analyse des gas. — Grand in-8. — [Evreux.] (E. Ducrot). 2 fr.

Courtois (A. H.) — Étude sur les machines centrifuges, pompes et ventilateurs. In-8. (Dunod). 7 fr. 50.

Debauve. — Guide du conducteur des ponts et chaussées et du garde-mines. Ouvrage entièrement conforme au programme du 7 sept. 1880. 2 vol. gr. in-8, avec vignettes et 7 planches. (Dunod). 20 fr.

Leblanc (René). — Étude sur les eaux de Reims et leurs applications industrielles. Gr. in-8. [Reims.] (E. Ducrot). 1 fr. 50.

Lehagre (A.) — Cours de topographie. Première partie. Instruments et procédés du lever. Deuxième édition, revue, corrigée et augmentée. — Grand in-8. (Gauthier-Villars).

Michel (Marius). — La Reliure française, commerciale et industrielle, depuis l'invention de l'imprimerie jusqu'à nos jours. In-4, avec 23 planches et un grand nombre de vignettes. (Morgand et fatout). 50 fr.

Neveu (F.) et Léon *Henry*. — Traité pratique du laminage du fer. Gr. in-8, avec atlas de 117 planches in-folio. (Dejey). 40 fr.

Parant (Eugène). — Étude sur la fabrication des tissus; généralités, filature, tissage. 2e édition. Gr. in-8. (E. Ducrot). 10 fr.

Pichot (J.) et Ch. de *Batz de Trenquelleon*. — Éléments de mécanique. — In-8. (Hachette). 3 fr. 50.

Pinet (G.) — Notions sommaires et élémentaires de mécanique rationelle à l'usage des candidats à l'Ecole forestiére et à l'Ecole navale. — In-12. (Garnier). 3 fr.

Queruel (Auguste). — Méthode de calcul, applicable aux diagrammes des machines à vapeur, avec table de densité et de volumes de la vapeur sous différentes pressions. Gr. in-8, autographié. (Dejey). 5 fr.

Richard (Gustave) et L. *Baclé*. — Manuel de mécanicien-conducteur de locomotives. In-8, avec atlas de 10 planches. (Dunod). 25 fr.

Vauthier (L. L.) — Le Percement du Simplon devant les chambres et les intérêts de la France. In-8. (Chaix). 5 fr.

Niemieckie za październik.

(Ceny w markach).

Andés L. E. — die technischen Vollendungs-Arbeiten der Holz-Industrie, das Schleifen, Beizen, Poliren, Lackiren, Anstreichen u. Vergolden d. Holzes. Wien, Hartleben. 2 50.

Auerbach F. — die teoretiche Hydrodynamik, nach dem Gange ihrer Entwickelg. in der neuesten Zeit in Kürtze dargestellt. Preisschrift. Braunschweig, Vieweg & Sohn. 4. —

Erfindungen — die, der neuesten Zeit. Zwanzig Jahre industrieller Fortschritte in Zeitalter der Weltausstellgn. Hrsg. v. G. van Muyden u. H. Frauberger. (In ca, 20 Lfgn.) 1. Lfg. Leipzig, Spamer. — 50.

Frühling R. u. S. *Schulz* — Anleitung zur Untersuchung der f. die Zucker-Industrie in Betracht kommenden Rohmaterialien, Producte, Nebenproducte u. Hülfssubstanzen. 2. Aufl. Braunschweig, Vieweg & Sohn. 9. —

Heinzerling F. u. O. *Intze* — deutsches Normalprofil-Buch f. Walzeisen. Fol. Aachen, La Ruelle. 5. —
Horatius Th. — die Fabrikation der Aether u. Grundessenzen. Wien, Hartleben. 3 25.
Hostmann W. — Bau und Betrieb der Schmalspurbahnen u. deren volkswirthschaftliche Bedeutung f. das Deutsche Reich. Wiesbaden, Bergmann. 4. —
Kohn I. — Eisenbahn-Jahrbuch der oesterreichisch-ungarischen Monarchie. Neue Folge. 3 Jahrg. Wien, Lehmann & Wenzel. 8. —
Launhardt — die königl. Technische Hochschule zu Hannover ron 1831 bis 1881. Hannover, Hahn. 4 40.
Moelle W. — das Steinwerk der alten Fenster d. Domes zu Minden in Westfalen. Lichtdr. Fol. Minden, Bruns. In Mappe. 7. —
Percy J. — die Metallurgie. Gewinnung u. Verarbeitung der Metalle u. ihrer Legirgn., in prakt. u. theoret., besonders in chem. Beziehg. Uebertragen u. bearb. v. F. Knapp, H. Wedding u. C. Rammelsberg. 4. Bd. Die Metallurgie d. Silbers u. Golds. Uebertragen u. bearb. v. C. Rammelsberg. 1. Abth. Braunschweig, Vieweg & Sohn. 5 60.
Schmidt O. — neuere Bauformen d. Ziegel-, Quader- u. Holzbaues. 2. Lfg. Die Verwendg. der neueren Formsteine zu Gesimsen, Fenster- u. Thürumrahmgn., unter Berücksicht. ausgewählter Terrakotten. Fol. Berlin, Springer. In Mappe. 6. —
Schneider J. R. — das Seeland der Westschweiz u. die Korrektionen seiner Gewässer. Als Commentar: Hydrotechnisch-finanzielle Baubeschreibg. der Juragewässer-Korrektion v. R. La Nicca. 4. Bern, Krebs. 8. —

Wszystkie powyższe dzieła są do nabycia przez księgarnię *E. Wendego* i *S-ki* (Krak. Przedm. Nr. 412).

KRONIKA BIEŻĄCA.

W kwestyi wiecu techników polskich. W zeszycie styczniowym r. b., podaliśmy odezwę zarządu towarzystwa politechnicznego we Lwowie, podnoszącą projekt zwołania wiecu techników polskich. Przytaczamy tu raz jeszcze początkowe argumenty tej odezwy, stanowiące niejako streszczenie pragnień naszego technicznego ogółu:

„Celem skutecznego podniesienia spraw społecznych techników polskich, rozrzuconych po rozmaitych prowincyach a reprezentujących wszystkie zawody techniczne przy odmiennych warunkach, jak niemniej obmyślenia środków umożliwiających popieranie się wzajemne w podjęciu prac naukowych, — jest nieuniknionem jednomyślne postępowanie tychże przy każdej sposobności, gdzie chodzi o podniesienie znaczenia stanu technicznego i inicyatywę do pracy organicznej. Aby jednak żądania i życzenia techników polskich mogły być należycie sformułowane, potrzeba koniecznie umożliwić osobiste porozumienie, pomiędzy ogółem techników polskich,—gdyż tylko wzajemna wymiana żywego słowa zdoła przyczynić się do praktycznego rozwiązania kwestyj, od których nietylko interes mężów jednego zawodu, lecz także interes całego kraju w wysokim stopniu zawisł. Zaprzeczyć się nie da, iż brak wszelkiej łączności i porozumienia pomiędzy technikami, w rzeczach zapoznanego ich zawodu, nie mało przyczynił się do lekceważenia ich stanowiska w społeczeństwie, tudzież utrudnił walkę o przyznanie tymże głosu decydującego tam, gdzie wiedza ich do tego uprawnia."

Godząc się w zupełości na powyższe argumenty, zaznaczyliśmy wtedy w odpowiedzi na pytania, odnośnie do terminu, miejsca i programu zjazdu, postawione przez zarząd towarzystwa politechnicznego lwowskiego, że zwołanie wiecu w Krakowie w r. 1882 byłoby najodpowiedniejszem i że pożądanem byłoby wygotowanie projektu programu wiecu przez inicyatorów.

Projekt ten nadesłany nam został obecnie i brzmi jak następuje:

KWESTYONARYUSZ

dla I-go zjazdu polskich techników.

I. Czy jest pożądana reorganizacya szkół średnich, jako przygotowawczych do szkół politechnicznych? 1) Szkoła realna. 2) Gimnazyum realne. 3) Gimnazyum. 4) Spólna szkoła średnia.

II. Jak winny być zorganizowane szkoły politechniczne, ażeby odpowiadały potrzebom kraju?

III. Jak winny być zorganizowane szkoły przemysłowe, ażeby kierunek kształcenia był praktycznym?

IV. Jakich środków należałoby użyć, celem wzbogacenia ojczystej literatury technicznej?

V. Jakie środki byłyby wskazane, ażeby ułożenie polskiego słownika technicznego do skutku przyjść mogło?

VI. Wykład z dziedziny budownictwa: O wadliwości konstrukcyj budowlanych i nieracyonalnem zastosowywaniu materyałów w budownictwie, ze względu na nasz klimat i bogactwo rodzimych materyałów surowych.

Otrzymaliśmy przytem następującą odezwę od zarządu towarzystwa politechnicznego we Lwowie:

Do Szanownej Redakcyi
„Przeglądu Technicznego" w Warszawie.

Mamy zaszczyt przesłać w załączeniu projekt kwestyonaryusza, zawierającego sprawy, które zdaniem towarzystwa politechnicznego stanowić winny przedmiot obrad I-go zjazdu polskich techników. Nie przesądzając bynajmniej zdania tamtejszych kolegów, uważamy jednak za stosowne podnieść najważniejsze momenty, które za przyjęciem proponowanego kwestyonaryusza przemawiają.

Sprawa wykształcenia techników polskich, którzy w pojedyńczych dzielnicach odmiennym warunkom bytu sprostać muszą, stanowi niezawodnie punkt styczny, z którego wszytkie sprawy obchodzące nasz ogół biorą swój początek. Z tego powodu uważamy za rzecz nieodzowną, aby zjazd zainaugurowany został rozprawą o szkołach przygotowawczych do szkół politechnicznych, gdyż kwestya, stanowiąca o przyszłych generacyach techników, zasługuje na to, ażeby była z rozmaitych punktów widzenia wyjaśnioną przez adeptów nauk technicznych, którzy w pierwszej linii są powołani wskazać społeczeństwu środki, mogące się przyczynić do rozszerzenia zakresu działania technika i zapewnienia jego wpływu tam, gdzie postęp nauk zastósowanych i interes ogólny czyni to nieodzownem. Organizacya szkół politechnicznych, które w rozmaitych krajach na odmienną modłę są urządzone, jest również rzeczą arcyważną, albowiem chodzi o to, żeby istniejące lub nowo powstać mające szkoły w Polsce stanęły na swojskim gruncie i nie wprowadzały systemów kształcenia fachowego, wiernie skopiowanych z pierwowzorów zagranicznych, lecz by organizacyą swoją zastosowały się do potrzeb kraju.

Zapatrywanie zjazdu stanowićby mogło bardzo cenną skazówkę dla naszego społeczeństwa, które nie może zataić tej prawdy, że bez udziału pracowników na polu realnem, żaden kraj polepszenia stosunków społecznych spodziewać się nie może.

W obec dzisiejszych tendencyj, zwróconych ku potrzebie podnoszenia przemysłu, szkoły przemysłowe stanowią bardzo ważny czynnik, dla utorowania drogi nauce i sztuce, w rzemiośle i zakładach fabrycznych. Z tego to powodu sądzimy, iż przedewszystkiem technikom przypada obowiązek zastanowienia się nad tem, w jaki sposób winny być nauki techniczne popularyzowane, ażeby praktyka największe korzyści odnieść z nich mogła. Celem wypełnienia luk, jakie znachodzimy w ojczystej literaturze technicznej, jest wskazanem, ażeby reprezentanci zawodów technicznych obmyśleli środki, mogące się przyczynić do organizacyi pracy w tym kierunku. Sprawa słownika technicznego, od dawna przez wszystkich za naglącą uznana, winna być na zjeździe rozebraną, a wyłonione zapatrywanie stanowić winno myśl przewodnią dla dokonania tego dzieła.

W końcu proponujemy opracowanie tematu z dziedziny budownictwa, jako przedmiotu wchodzącego w zakres prawie wszystkich zawodów technicznych. Pomimo dość znacznego

ruchu budowlanego w Polsce, nie zdołano dotychczas stworzyć odrębnego charakteru w polskiem budownictwie. Budynki wznoszone w naszym kraju, według wzorów zagranicznych, nie odpowiadają często, tak pod względem konstrukcyjnym, jakoteż piękna, rodzinnym stosunkom. Opracowanie wspomnianego tematu mogłoby się przyczynić do ustalenia dążności, celem wprowadzenia indywidualności narodowej w tej gałęzi techniki. Będąc zdania, że przedyskutowanie tej sprawy najlepiej przyczynić się może do wyjaśnienia prawdy, byłoby pożądanem, ażeby ten temat kilku uczestników w formie odczytu opracowało.

Mając przeto zaszczyt przedstawić program zjazdu w ogólnych zarysach, upraszamy uważać takowy jako wniosek, którego przyjęcia oczekujemy. Gdybyście Panowie nie zgodzili się na naszą propozycyę, natenczas upraszamy o łaskawe przedstawienie swoich wniosków, które zakomunikujemy kołom technicznym we wszystkich dzielnicach Polski, do szczegółowego zbadania. W końcu pozwalamy sobie nadmienić, iż co do terminu wydaje się nam najodpowiedniej, ażeby zjazd odbył się *w 1882 r., w dniach 8, 9 i 10 września*. Co do miejsca zjazdu, koledzy tak z Warszawy jak i Poznania zgodzili się wybór *Krakowa*. Poczynienie dalszych przygotowań, co do przyjęcia kolegów i porządku obrad, należałoby z natury rzeczy powierzyć krakowskiemu towarzystwu technicznemu.

Oczekując koleżeńskiego poparcia naszej myśli, łączymy wyrazy braterskiego pozdrowienia.

Zarząd Towarzystwa Politechnicznego: Prezes, *Gostkowski*. Sekretarz, *Paweł Stwertnia*.

Lwów, dnia 23 października 1881 r.

Wszystkich czytelników naszych prosimy usilnie, o nadsyłanie nam uwag nad powyższym projektem programu zjazdu, przedstawionym przez zarząd towarzystwa politechnicznego lwowskiego. Chodzi tu bowiem nietylko o poznanie zdania większości, ale także o wydobycie na jaw potrzeb i warunków czysto miejscowych a nieraz i indywidualnych, które jednak mogą mieć rozleglejsze znaczenie i zainteresować ogół techników.

Co do nas, — poklaskując myśli podniesionej przez zarząd towarzystwa politechnicznego lwowskiego i godząc się tak na podany projekt programu zjazdu i jego motywa, jak i na inne propozycye powyższej odezwy, możemy tu tylko w imieniu techników naszego kraju złożyć inicyatorom, za podjęcie projektu, serdeczne podziękowanie.

Zarząd towarzystwa lwowskiego uczynił i zapewne w dalszym ciągu czynić będzie wszystko, dla urzeczywistnienia podjętej myśli, — reszta należy już do ogółu naszych techników. Spodziewać się należy, że licznem zjechaniem się a więcej jeszcze gruntownem rozpatrzeniem postawionych kwestyj, przygotowaniem obfitego materyału do rozpraw i wydaniem rozumnych postanowień, technicy polscy niedopuszczą lekceważenia ich stanowiska we własnem społeczeństwie, ułatwiając sobie przez to „walkę o przyznanie głosu decydującego tam, gdzie wiedza ich do tego uprawnia.“

Dla techników naszych w Królestwie i Cesarstwie, pozbawionych wszelkiej możności wzajemnego porozumiewania się w rzeczach swego zawodu, projektowany wiec szersze jeszcze przedstawia znaczenie. Niewątpimy też, że koledzy nasi potrafią to znaczenie właściwie ocenić i gościnnemu zaproszeniu kolegów galicyjskich godnie odpowiedzą.

Uwagi komitetu techniczno-budowlanego nad projektami inż. Lindley'a. Projekty wodociągu i kanalizacyi Warszawy, sporządzone przez inż. angielskiego *Lindley'a* (ojca), na zamówienie zarządu miejskiego, przez tenże zarząd ogłoszone drukiem w r. 1879 i zaraz potem w piśmie naszem roztrząsane, przesłane zostały w r. 1880 do ministeryum spraw wewnętrznych, celem uzyskania zatwierdzenia. Zatwierdzenie to, dzięki staraniom szanownego Prezydenta naszego miasta *Generała Starynkiewicza*, nastąpiło w roku bieżącym i umożebniło przystąpienie do robót, dla miasta tak pożądaych. Projekty inż. *Lindley'a* rozpatrywane były w ministeryum spraw wewnętrznych przez komitet techniczno-budowlany, który wyraził o nich swoją opinią, stanowiącą podstawę zatwierdzenia. Uwagi te zakomunikowane zostały obecnie członkom warszawskiego komitetu kanalizacyjnego, do obowiązków którego należy czuwanie nad tem, aby roboty prowadzone przez inż. *Lindley'a* (syna) były zgodne z zatwierdzonymi projektami. W streszczeniu komitet techniczno-budowlany przy ministeryum spraw wewnętrznych zaznaczył co następuje.

1) *Co do projektu wodociągu.* Filtry projektowane są przykryte sklepieniami, wspartemi na filarach; zdawałoby się jednak, że możnaby urządzić filtry daleko prościej bez sklepień, na wzór tych, jakie są w Petersburgu przy wodociągu w gmachu expedycyi i przygotowania papierów państwowych. Filtry te obejrzał na miejscu inż. *Grotowski*. Oprócz filtrów uznaje się za pożyteczne zbudowanie przy nich basejnów do odstawania się wody czyli osadników, do których ma być pompowaną bezpośrednio woda z Wisły i następnie dopiero przeprowadzaną na filtry. Budowa filtrów bez sklepień, przykrytych dachami, ułatwi oczyszczanie filtrów.

Rury wodociągowe winny mieć grubość ścian nie mniejszą jak ½″ i wytrzymywać ciśnienie 10 atm. Grubość ścian większą jak ½″ ma określić rachunek. Komitet sądzi, że z uwagi na rdzę, byłoby niebezpiecznem dawanie rurom mniejszej grubości.

Zaleconem zostało, przed przystąpieniem do budowy osadników i filtrów, wypróbowanie tego systemu oczyszczania w zastosowaniu do wody wiślanej. Komitet zaznacza przytem potrzebę uregulowania koryta Wisły, w projektowanem miejscu czerpania wody.

2) *Co do projektu kanalizacyi.* Obniżenie poziomu wód gruntowych zamierzono osiągnąć przez przesiąkanie wody przez pory ścian kanałów; źródła zaś, jakie mogą być napotkane przy wykonaniu robót, będą zgromadzone w bliskości miejsc, w jakich się okażą—i do kanałów wpuszczone. Zgadzając się na projekt ostatni, komitet techniczno-budowlany tego sobie wytłumaczyć nie może, jakim sposobem dno i ściany kanałów, nieprzesiąkalne dla płynów nieczystych, mogą przepuszczać przez pory wodę gruntową. Na ten punkt zwrócił już uwagę *p. Lindley'a* jeden z autorów krytyki projektu [1]) i pomimo tego iż *p. Lindley* dowodził swego twierdzenia różnicą ciśnienia hydrostatycznego mas wodnych, wewnętrznej przeciw zewnętrznej, — dowodzenie to jednak, ze względu na nieprzenikliwość masy muru zbudowanego na cemencie nie było przekonywające. Komitet jest zdania, że nieprzesiąkliwy mur nie może pełnić funkcyi drenażu; kanały przepuszczają wodę gruntową w tych tylko miejscach, gdzie mur źle jest zrobionym, lub też w tych, gdzie takowy popękał skutkiem osiadania. Biorąc jednak pod uwagę, że jak pierwsze tak i drugie miejsca mieć nie powinno i że uregulowanie wód gruntowych nie może zależeć od wypadkowych niedokładności kanałów, komitet jest zdania, aby projekt uzupełnić jeszcze propozycyą wykonania robót i urządzenia oddzielnych konstrukcyj, dla odprowadzenia wód gruntowych w tych miejscach, gdzie tego będzie wymagać potrzeba.

Komitet zaznacza dalej, że w projekcie przedwstępnym niezrobiono stanowczej propozycyi, gdzie i za jakie pieniądze mogą być zakupione pola irygacyjne,—niezrobiono projektu na przygotowanie tych pól do irygacyi i niema nawet środków na ich kupno. Komitet zgadza się, aby *tymczasowo*, z kanałów *A* i *C*, których budowa ma być obecnie rozpoczętą, nieczystości odpływały do Wisły, kanałem wypustowym Marymonckim.

Wniosku *p. Lindley'a*, aby *podczas* wykonywania szczegółowej niwelacyi, zdejmowania planów ulic i przygotowywania szczegółów projektu, dostawa materyałów jak również wykonanie robót były oddane drogą licytacyi, — komitet niepodziela. Zaleca dalej, aby przy sporządzaniu projektu wykonawczego, wzięto raz jeszcze pod uwagę kwestyą grubości ścian kanałów VII-ej i VIII-ej klasy, lub też użyto radykalnych sposobów, zapobiegających możebnej przesiąkliwości ścian kanałów. Teoretycznie, po sprawdzeniu rachunkiem, grubość ścian tych kanałów, projektowaną przez *p. Lindley'a*, komitet uważa za dostateczną.

Te są główniejsze uwagi komitetu techniczno-budowlanego nad projektami inż. *Lindley'a*. Zaznaczyć tu wypada,

[1]) Porówn. Przegl. Techn. t. X, str. 159.

że zaraz po pojawieniu się jego projektu w r. 1879, występowaliśmy w naszem piśmie [1]) przeciwko filtrom sklepionym, wykazywaliśmy konieczność budowy osadników, powstawaliśmy przeciwko dziwacznemu poglądowi na przepuszczalność ścian kanałów, domagaliśmy się projektu irygacyi pól ściekami kanałowemi i twierdziliśmy że grubość ścian kanałów klasy VII-ej i VIII-ej nie jest dostateczną. Grubość projektowana przez *p. Lindley'a* może być usprawiedliwiona rachunkiem, ale rachunek ten musi mieć za podstawę absolutną doskonałość wykonania muru, na którą liczyć stanowczo w praktyce jest rzeczą nader niebezpieczną.

Uwagi komitetu nad każdym z projektów *p. Lindley'a* zamyka jednakowe zalecenie następujące: „Wszelkie dane techniczne, jakie komitet rozpatrywał, wraz z uwagami przezeń uczynionemi, *przyjąć jako podstawę przy sporządzeniu szczegółowego projektu wykonawczego.*“ Wynika stąd, że przed przystąpieniem do robót, ma być *koniecznie* sporządzony szczegółowy projekt wykonawczy, *uwzględniający* powyżej streszczone uwagi komitetu techniczno-budowlanego.

Odnowienie Zamku na Wawelu. W ostatnich czasach podniesioną została w Galicyi myśl doprowadzenia do dawnego stanu świetności zamku królewskiego na Wawelu. Myśl ta, dzięki energicznym zabiegom marszałka krajowego *p. Zyblikiewicza*, podobno już niezadługo ma przejść w dziedzinę rzeczywistości. Oczywiście spodziewać się należy, że ta wielka praca, stanowić mogąca epokę w dziejach naszego budownictwa, nie zostanie powierzoną jednej osobie, wybranej z góry, — ale że wybór budowniczego dokonany będzie drogą konkursu, jak się tego domagają wszyscy technicy w Galicyi. Połączone towarzystwa techniczne: krakowskie i lwowskie, wystąpiły w tej sprawie z przedstawieniem do Sejmu. Oto jest końcowy ustęp tego memoryału:

„Z dojrzałym namysłem wypowiadamy nasze głębokie przekonanie, że *restauracya Wawelu jedynie drogą konkursu publicznego, lub ograniczonego, może być szczęśliwie rozwiązaną.* Tylko konkurs uchroni stare mury Wawelu od prób i doświadczeń, popchnie ogół budowniczych do studyów nad zabytkami sztuki krajowej, ochroni prawdziwe talenta od powolnej śmierci zacofania, powstrzyma mierności na ubitych ścieżynach protekcyi, da architekturze krajowej prawo życia obok innych siostrzyc w dziedzinie sztuki, sprawi, że i architekci dorzucą cegiełkę do gmachu sławy, wznoszonego rękami malarzy, poetów i muzyków w tworzeniu wielkich dzieł mniej zawisłych od sposobności. Konkurs, to godziwa walka talentu i pracy,—on nie usuwa nikogo, daje tylko równą broń szermierzom.

Kto najzdolniejszy śród kolegów, niech zwycięży, a gdy przewyższy drugich talentem i pracą, niech obok mistrzów Zygmuntowskiej epoki zapisze swoje nazwisko nietylko jako *szczęśliwy*, ale jako *zasłużony*.

A gdyby śród kilkudziesięciu pomysłów żaden trudnego zadania nie rozwiązywał zupełnie, czy wolno wierzyć, iż jeden mistrz z góry wybrany byłby bliżej dosięgnął ideału, czy może wtedy nawet ktoś twierdzić, że praca tylu a tylu talentów jest bezowocną? Czy jest budowniczy, co biorąc później dzieło w swe ręce, śmiałby z lekceważeniem odrzucić materyał, nagromadzony myślą całego zastępu kolegów i nie zużyć co w nim dobrego na korzyść przyszłej budowy!

Niech więc kraj, gdy chodzi o gmach niezmiernego znaczenia artystycznego, uwierzy w zbiorowy głos techników swoich, a mężowie zaufania i wpływu niechaj zechcą światłem zdaniem poprzeć myśl, wypowiedzianą w imię i dla dobrej sprawy.

Zresztą myśl konkursu to myśl nie nowa, znały ją dawno Francya, Niemcy i Włochy, a że i dotąd kraje te wiernymi jej pozostały, szczególniej tam gdzie chodzi o restauracyę wybitnych pomników narodowych, dowodem już z ostatniego lat dziesiątka: konkurs na restauracyę wspaniałej katedry Florenckiej S-ta Maria del Fiore, konkurs na restauracyę ratusza paryskiego, spalonego podczas komuny, konkurs na wewnętrzne urządzenie cesarskiego niegdyś pałacu w Goslar, konkurs na dokończenie „Teatro Olimpico,“ rozpoczętego przez *Andrzeja Palladiusza* w Vicenzy i wiele innych.

W poczuciu spełnienia moralnego obowiązku, jaki leży na nas technikach tego kraju, wypowiedzieliśmy powyższe nasze zapatrywanie, a teraz oddając sprawę restauracyi Wawelu z największą ufnością pieczołowitości naszych najwyższych reprezentacyj krajowych i państwowych, ze spokojem oczekiwać będziemy ostatecznej decyzyi.“

Niewątpimy, że wszyscy technicy krajowi przyklasną temu wystąpieniu dwóch towarzystw technicznych galicyjskich. Tylko bowiem konkurs umożebnić może każdemu z budowniczych przyjęcie udziału w tej wielkiej pracy, a co główna — wskaże najgodniejszego do jej zupełnego przeprowadzenia. Wszelkie narzucanie z góry gotowych projektów i w ogóle pominięcie jedynej tu właściwej drogi konkursowej, — byłoby w zasadzie nieprawem i w wysokim stopniu krzywdzącem ogół naszych budowniczych.

NEKROLOGIA.

Budowniczy **Józef Kwiatkowski**, zmarły w d. 14 października r. b., na stacyi Horodeje drogi Moskiewsko-Brzeskiej, w przejeździe z Mińska gubernialnego do Warszawy, urodził się w r. 1820, w mieście Kaliszu. Początkowe wykształcenie otrzymał w domu rodziców, następnie kształcił się w kaliskim korpusie kadetów—a po zniesieniu takowego, w szkole wojewódzkiej i gimnazyum kaliskiem. Zdolność niezwykła do rysunku wyróżniała *Kwiatkowskiego* z grona jego kolegów i wskazała zawód, któremu się poświęcił zmarły po ukończeniu szkół.

Kwiatkowski pracował i kształcił się przy budowniczych: *Corazzim, Ritschlu* i *Gołońskim.* W r. 1847 wyjechał zagranicę a mianowicie do Niemiec, Francyi i Belgii, gdzie przebywał do 1856 r. W czasie swojej bytności w Paryżu pracował przy znanych budowniczych: *Violet-le-duc* i *Lassus.* Po powrocie do kraju w r. 1859, otrzymał medal złoty mniejszy, jako drugą nagrodę za projekt konkursowy kościoła Wszystkich Świętych w Warszawie.

Od r. 1865 do końca 1870 zmarły brał czynny udział przy przebudowaniu ratusza w Warszawie, jako budowniczy kontroler, ustanowiony ze strony komitetu budowy. Jako budowniczy wznosił w tymże czasie budowle prywatne w Warszawie i w kraju.

W r. 1871 przeniósł się do Krakowa, w którem to mieście przebywał do r. 1877, kierując budową domów wznoszonych w Krakowie i w Galicyi przez towarzystwo parcelacyi i budowy. Po rozwiązaniu się towarzystwa, do końca życia zajmował się w Warszawie praktyką prywatną.

Kwiatkowski, wykształcony zagranicą, przeważnie we Francyi, projektował budowle w stylu renesansu francuskiego. Budowniczowie warszawscy pamiętają premiowany projekt kościoła, zaprojektowany przez *Kwiatkowskiego* w stylu barocco-flamandzkim, wyróżniający się śmiałością rysunku, przy wielkiej znajomości obranego stylu. Zmarły pisywał artykuły techniczne do dzienników warszawskich.

Z. K.

Od Redakcyi. *Powołując się na odezwę naszą, podaną w zeszycie styczniowym r. b., co do nadsyłania materyałów do słownika technicznego i z uwagi na zapowiedziany na rok przyszły zjazd techników, prosimy raz jeszcze Szanownych Kolegów o spółudział w tej sprawie. Pojedyńcze wyrazy lub ich spisy, uwagi nad wyrazami użytemi w naszem piśmie, napotkanemi w książkach lub podsłuchanemi u ludu, wreszcie surowe materyały jak książki i pisma z wdzięcznością przyjmujemy, pożytkujemy i zwracamy. Prosimy o nadsyłanie takowych przed 1 czerwca r. p. aby pozostał jeszcze czas na uporządkowanie materyałów przed terminem zjazdu. Korespondencye i przesyłki adresować można do Redakcyi, lub wprost do inżyniera* p. Edwarda Wawrykiewicza *(w Warszawie, Wspólna 32), który w porozumieniu z Redakcyą zajmuje się porządkowaniem materyałów do słownika technicznego i na żądanie nie omieszka udzielić bliższych w tym względzie skazówek.*

Inne pisma prosimy o powtórzenie tej odezwy.

[1]) Patrz artykuł p. n. „Wodociąg i Kanalizacya w Warszawie. Projekty dawniejsze — Projekt *Lindley'a*“ zamieszczony w tomie X, a także wydany w oddzielnej odbitce.

Wydawca STEFAN KOSSUTH. Redaktor FELIKS KUCHARZEWSKI.

ÓSMY ROK WYDAWNICTWA.

PRZEGLĄD TECHNICZNY

WYCHODZIĆ BĘDZIE W CIĄGU ROKU 1882,

według tegoż samego programu i w tym samym formacie, co i w roku ubiegłym.

WARUNKI PRZEDPŁATY POZOSTAJĄ TEŻ SAME.

Pomimo podniesienia w roku ubiegłym ceny przedpłatnej, wydawnictwo dotąd nie pokrywa kosztów, z przyczyny niedostatecznej liczby przedpłatników, stanowiącej małą tylko część ogólnej liczby inżynierów, budowniczych i innych techników w naszym kraju. Że zaś Przegląd Techniczny jest **jedynem** u nas pismem, wydawanem **wyłącznie dla techników** i na poparcie innych czytelników liczyć nie może,—przeto Redakcya, zapraszając do przedpłaty na rok 1882, **powołuje się do poczucia solidarności kolegów w zawodzie technicznym.** W obec niepowodzenia usiłowań, mających na celu założenie w Warszawie Towarzystwa Technicznego, najwłaściwszym środkiem zespolenia i wyrobienia naszych sił technicznych jest organ specyalny. Tylko wszakże **czynny spółudział wszystkich techników** nadać może temu organowi potrzebną doniosłość i byt jego utrwalić. Redakcya, w nadziei że praca jej, dążąca do **zjednoczenia techników naszych** na polu naukowem, pozyska ich uznanie i poparcie, podejmuje ją jeszcze na rok 1882.

Korba motorowa przechodzi przez punkt.	Wtedy: Otwór kanału dla przypływu pary.	Wtedy: Otwór kanału dla wylotu pary.	Uwagi.
A'	mn.	—	mn poprzedzanie linijne
R'	mr.	—	om pokrywa zewnętrz:
N'	zero	—	os przykrywa wewn:
C'	zakryty	—	Bl = mA szerokość ka=
h'	zero	—	nału parowego na figu=
P'	m A	—	rze 1ᵉʲ oznaczonego przez
B'	—	Bl.	l. — OA'P = α = kąt poprze=
H'	—	—	dzania.
M'	zero	zakryty	

Gdy tłok biegnie od ręki lewej ku prawej wtedy wymiary w tabliczce odpowiadają działaniu pary z lewej strony tłoka.

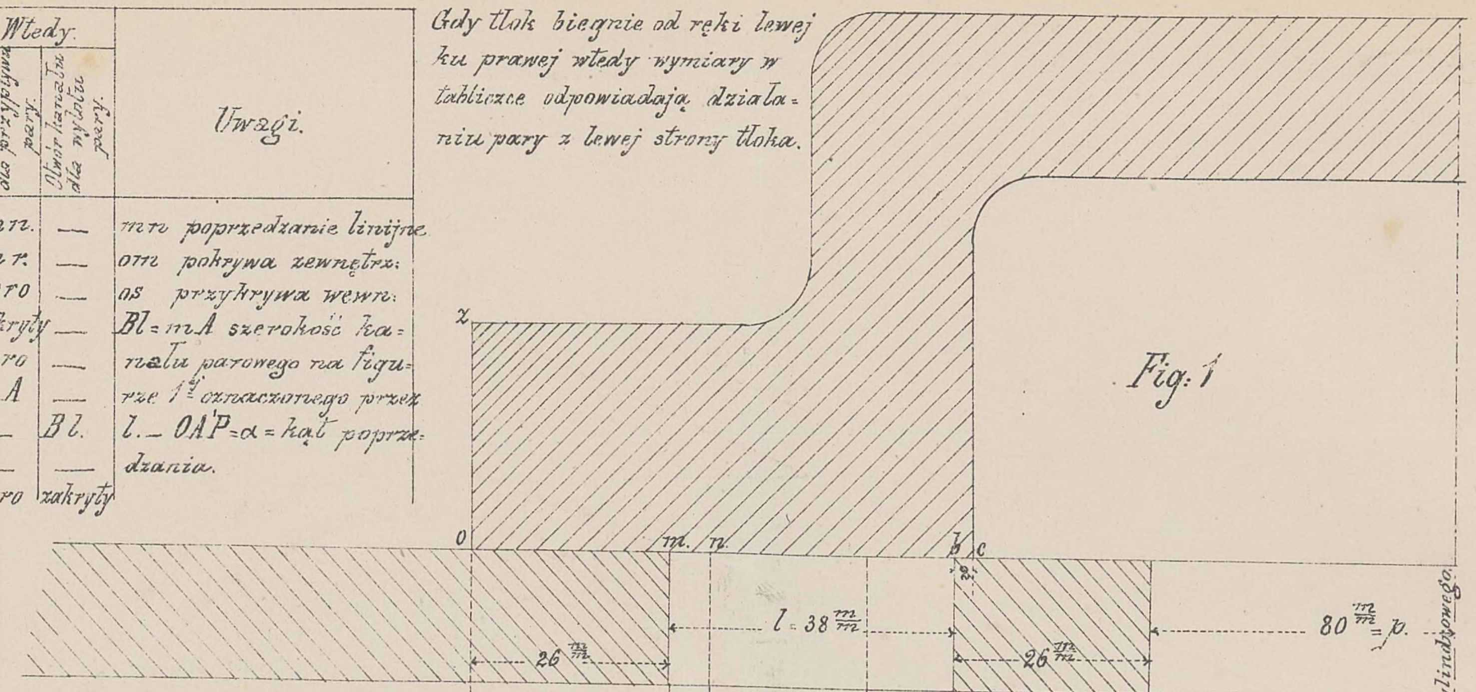


Fig: 1

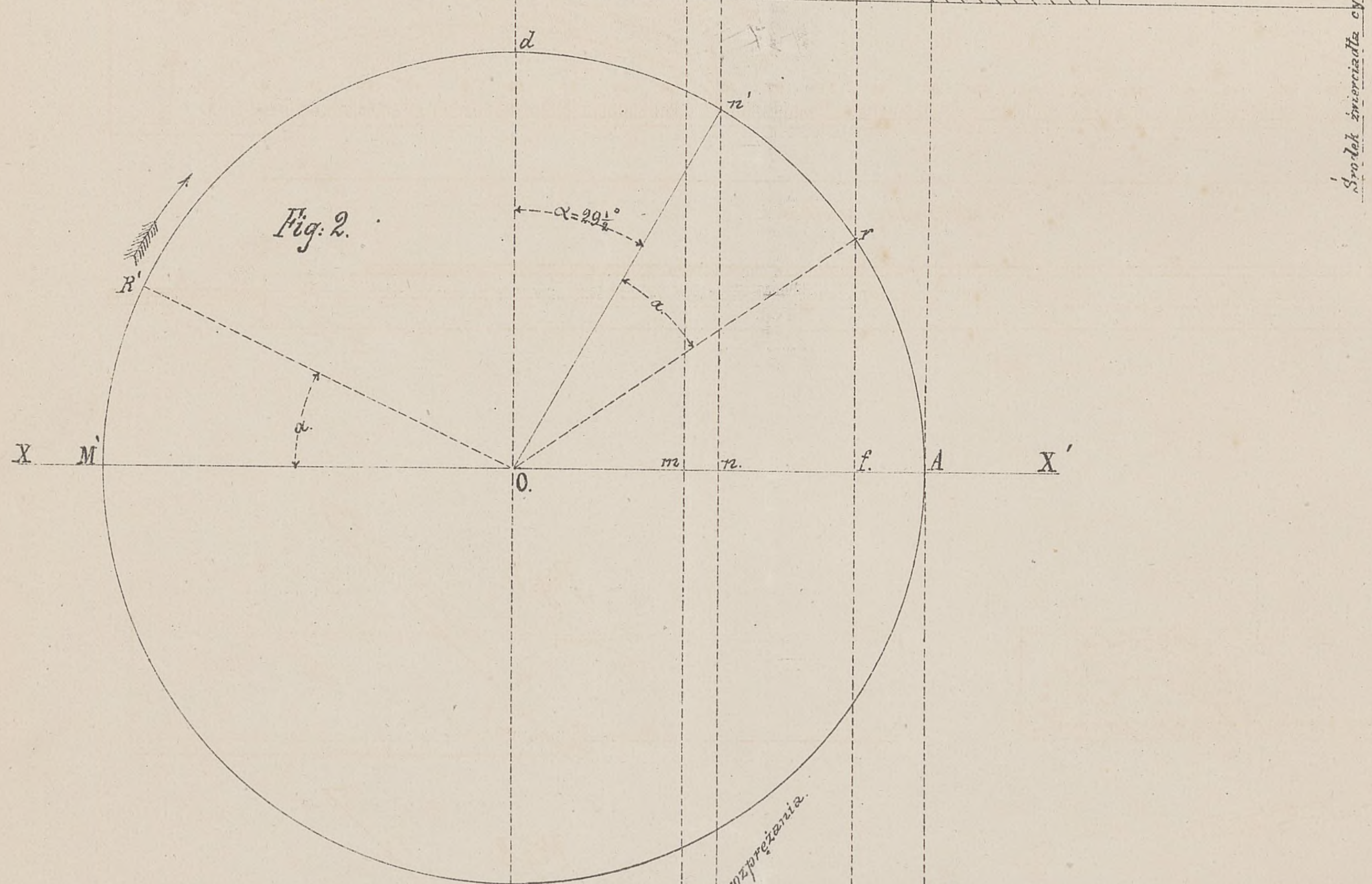


Fig: 2.

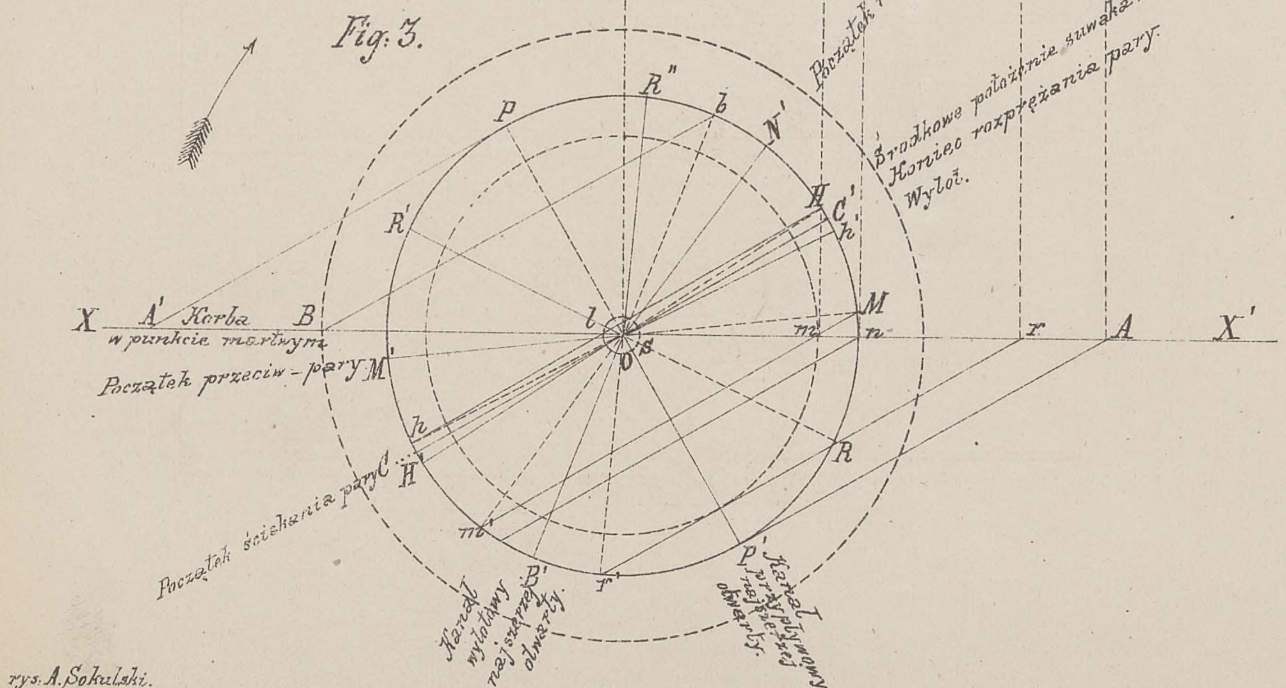
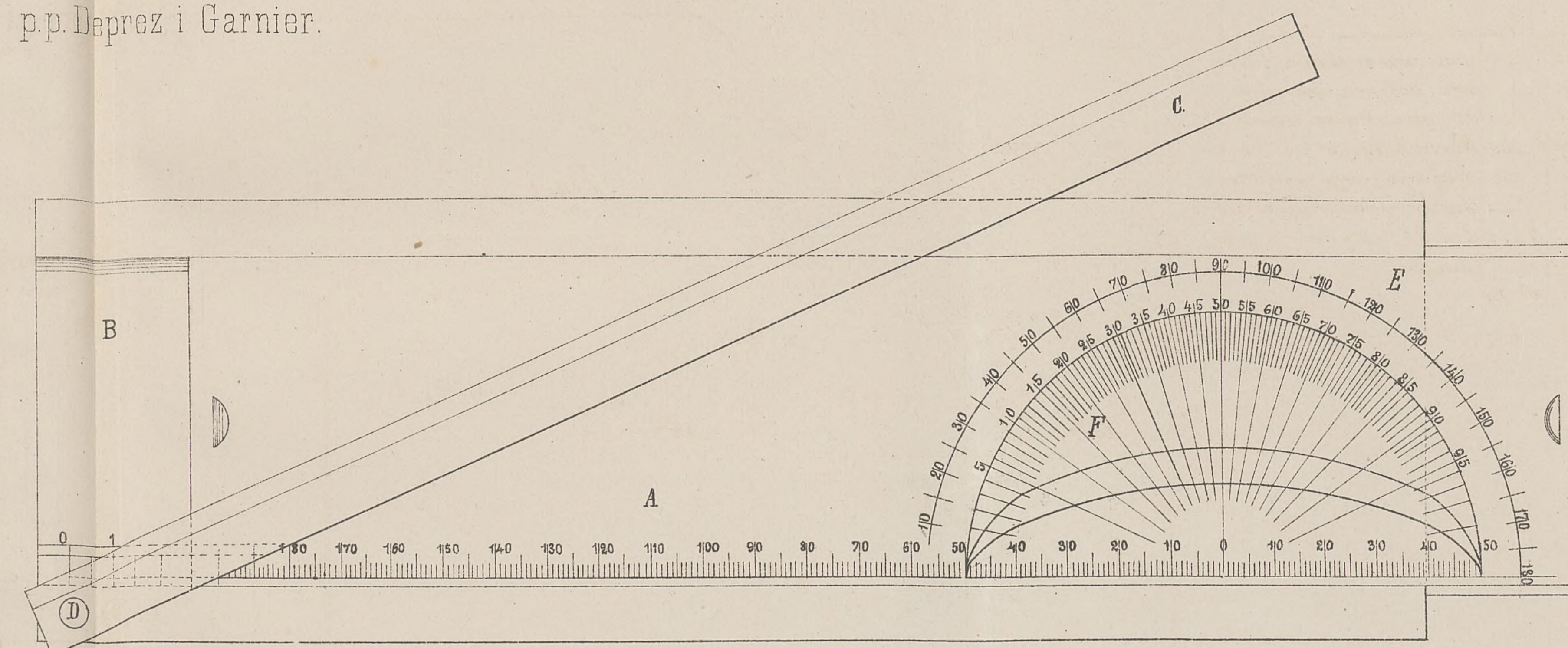


Fig: 3.

DIANEMOMETR

p.p. Deprez i Garnier.



4/5 naturalnej wielkości.

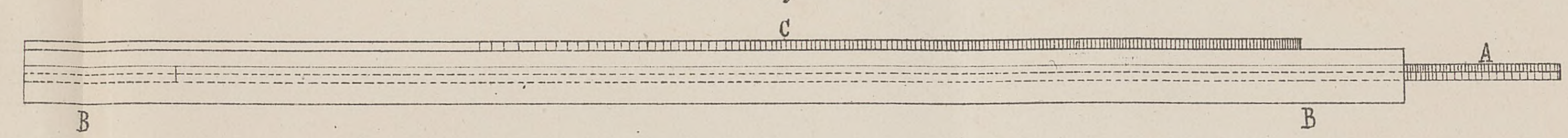


Fig. 4.

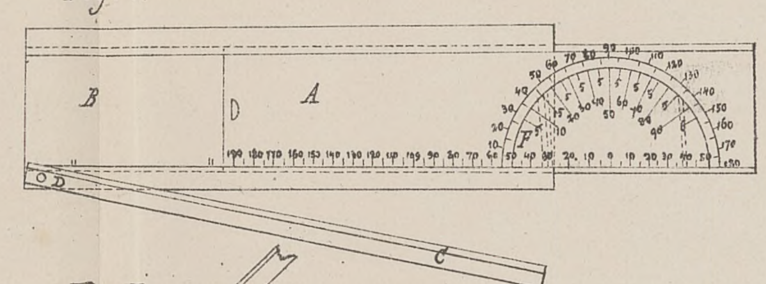


Fig: 7.

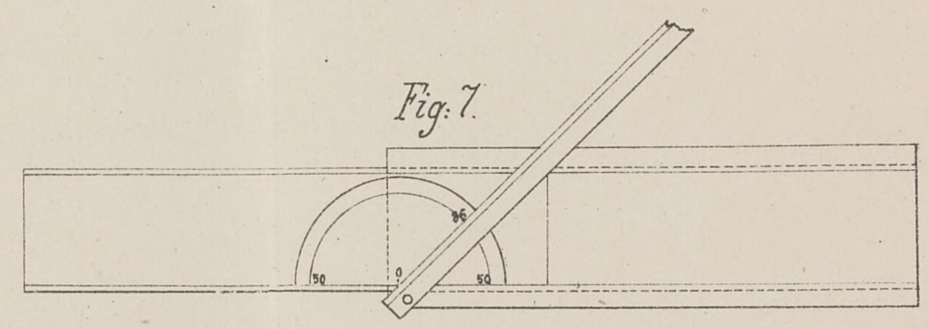


Fig. 5.

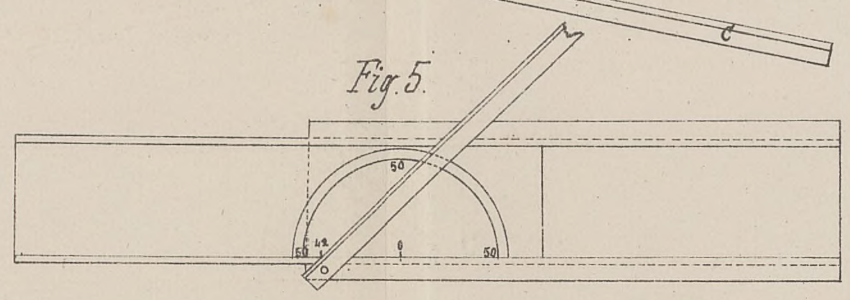


Fig: 8.

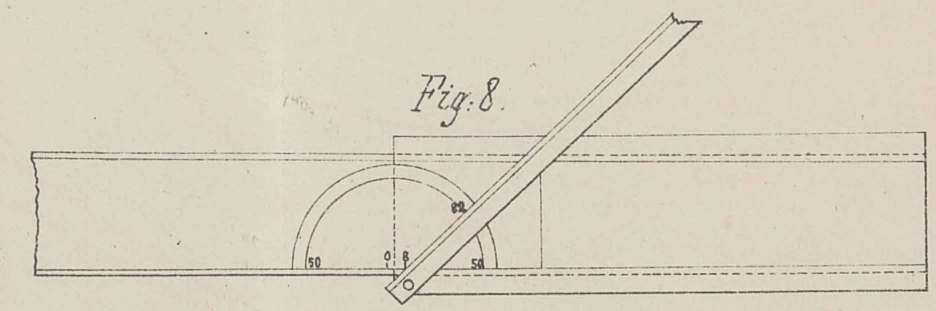


Fig. 6.

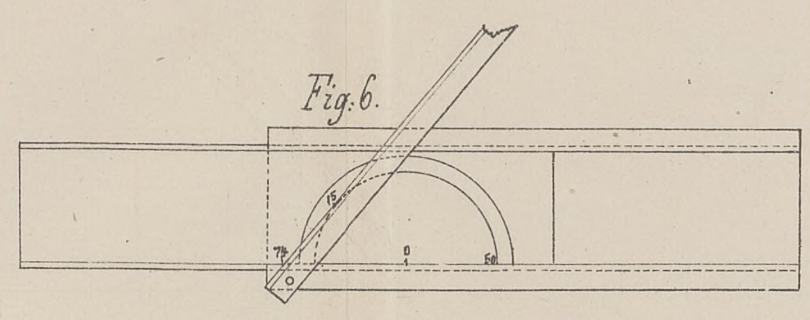
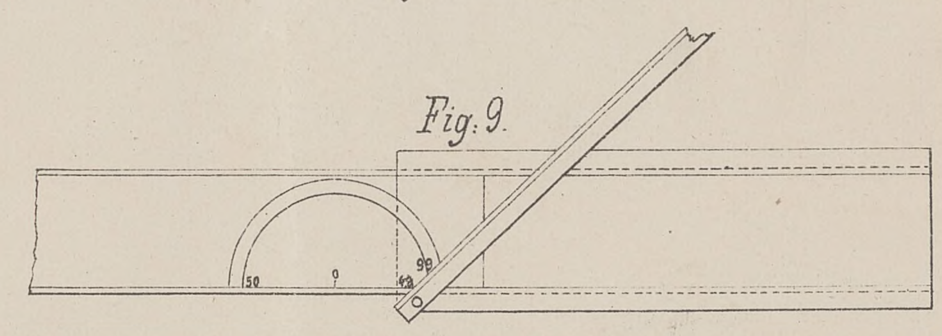


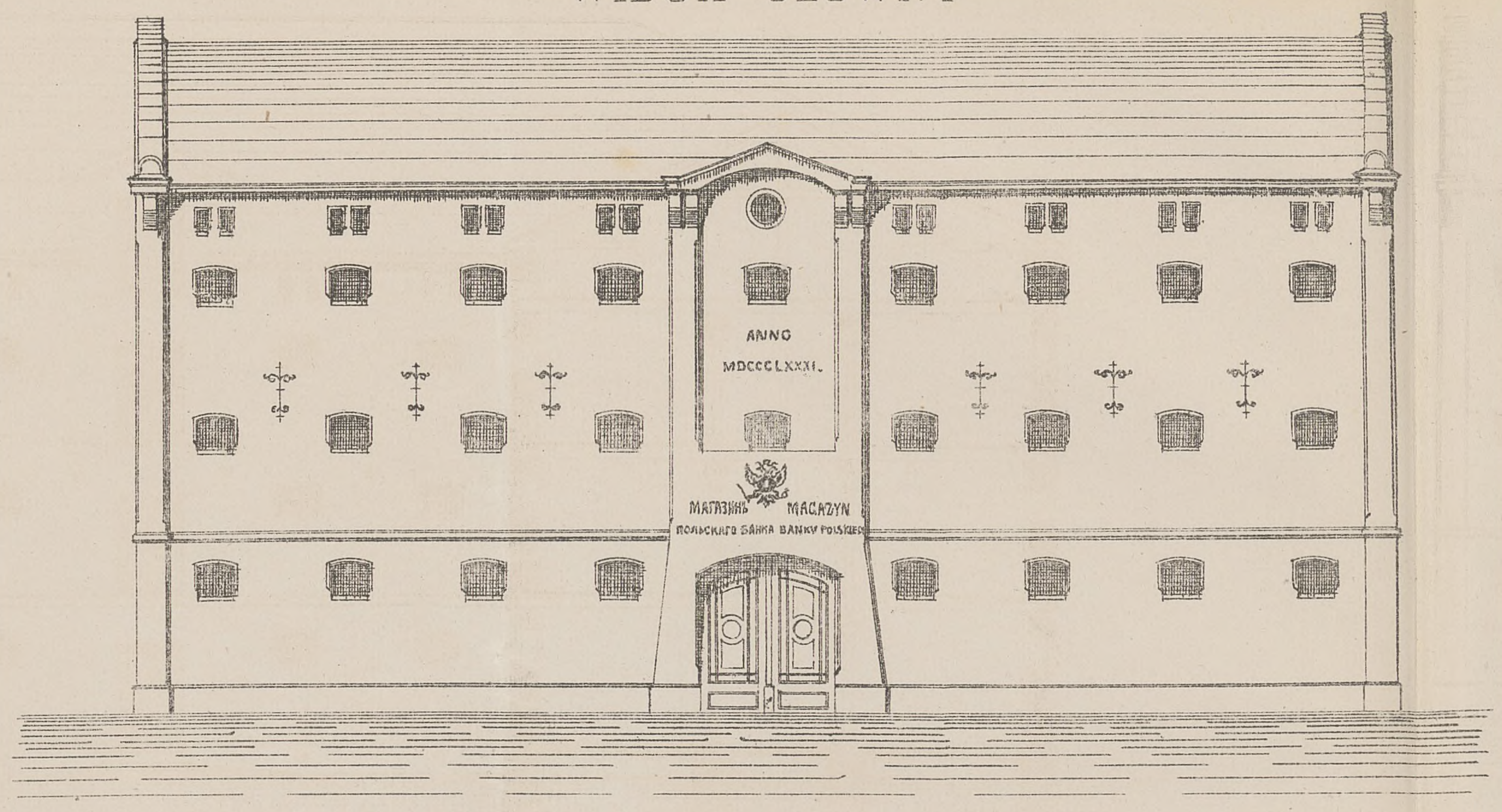
Fig. 9.



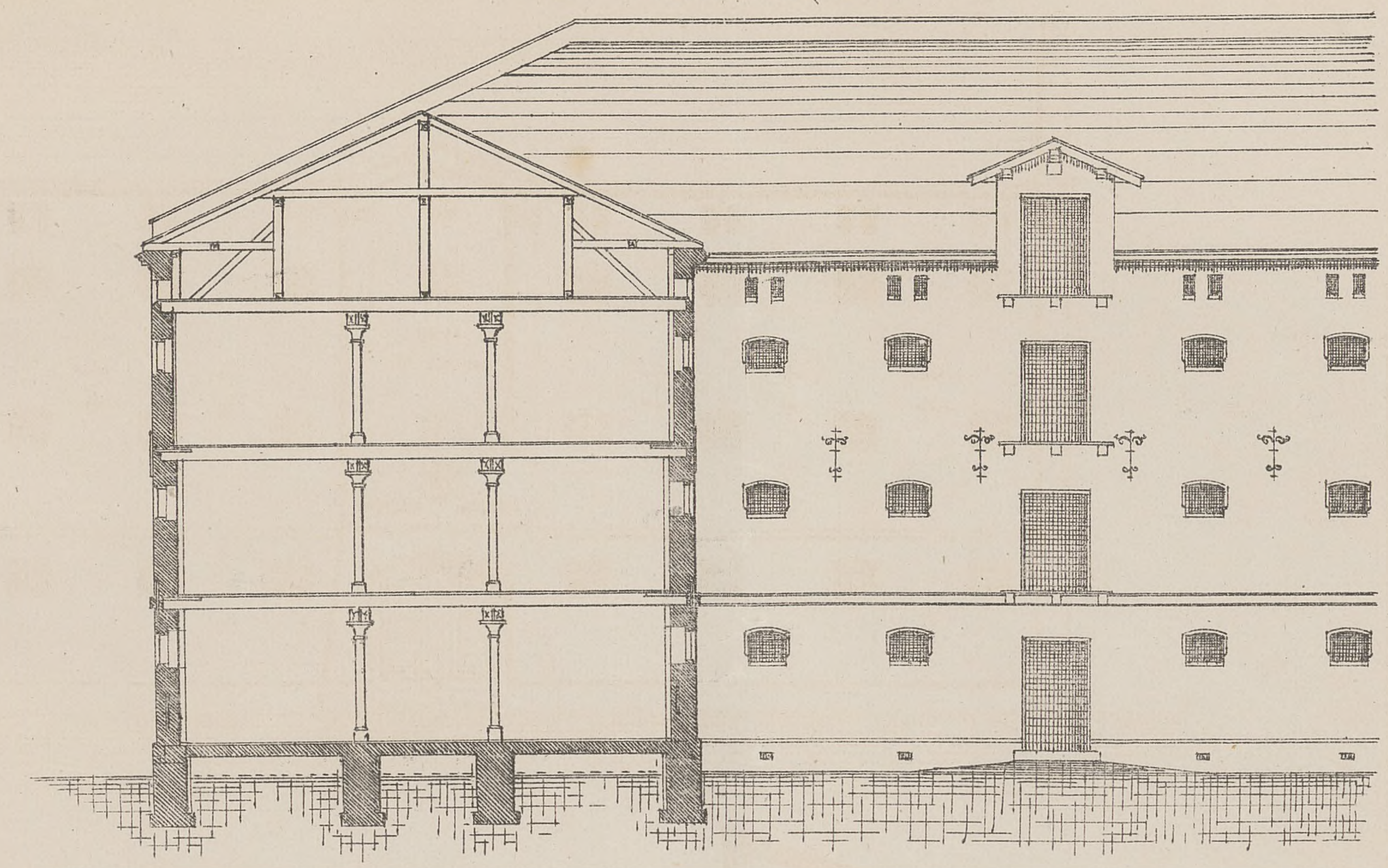
rys. A. Sokulski.

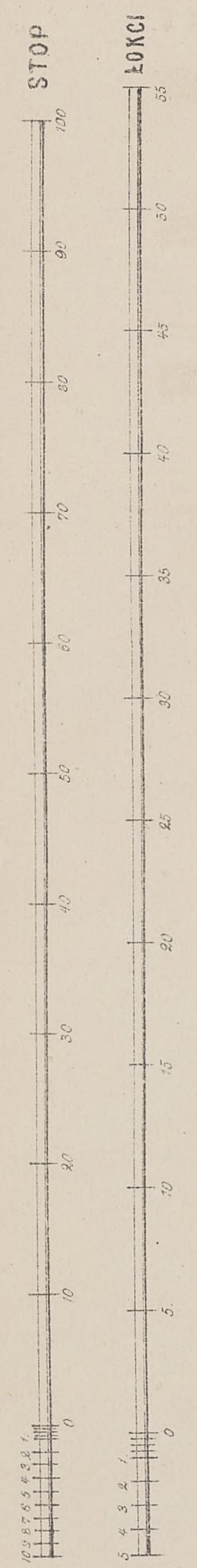
MAGAZYN BANKOWY W ŁODZI.

WIDOK GŁÓWNY

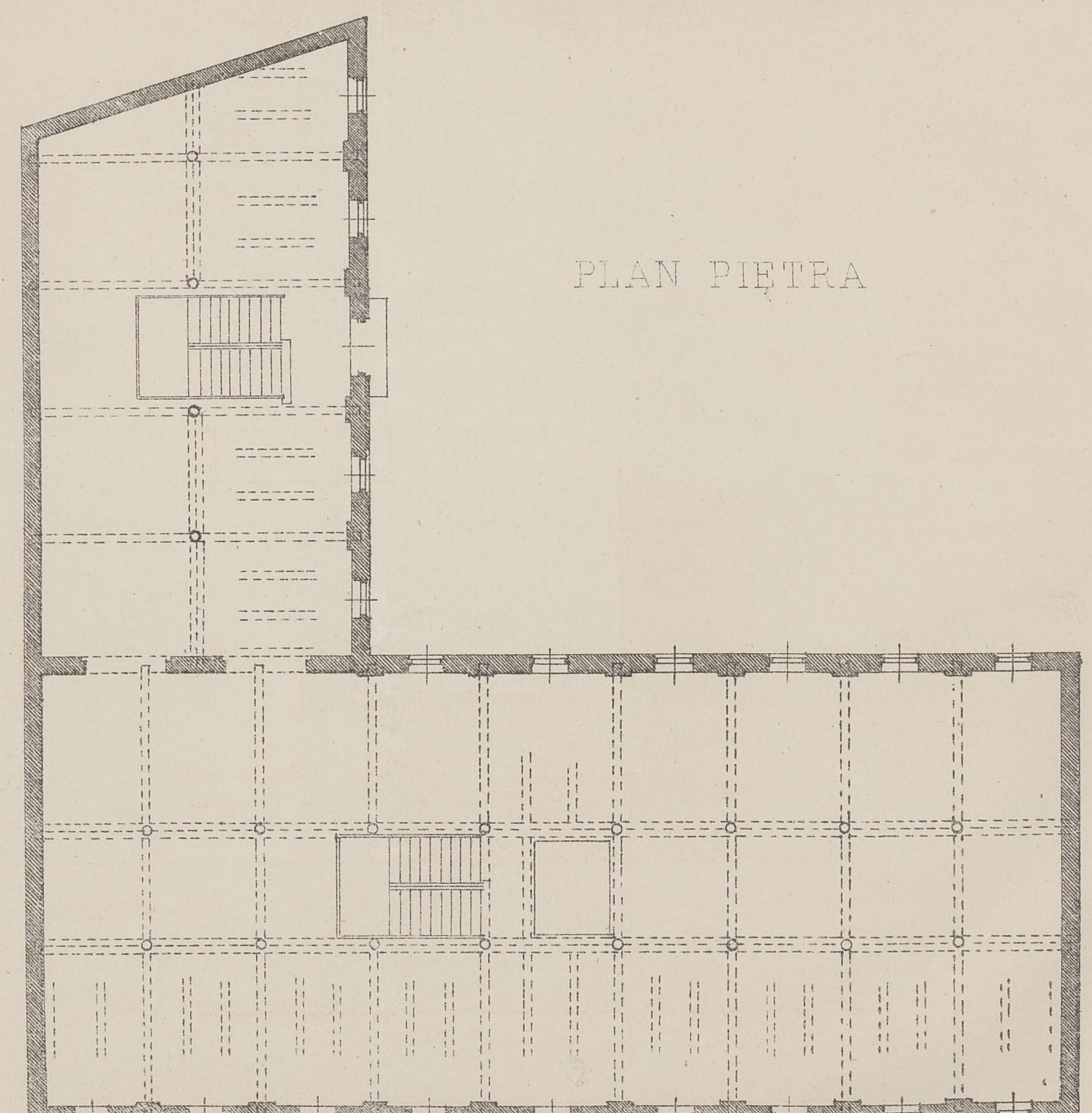


PRZECIĘCIE

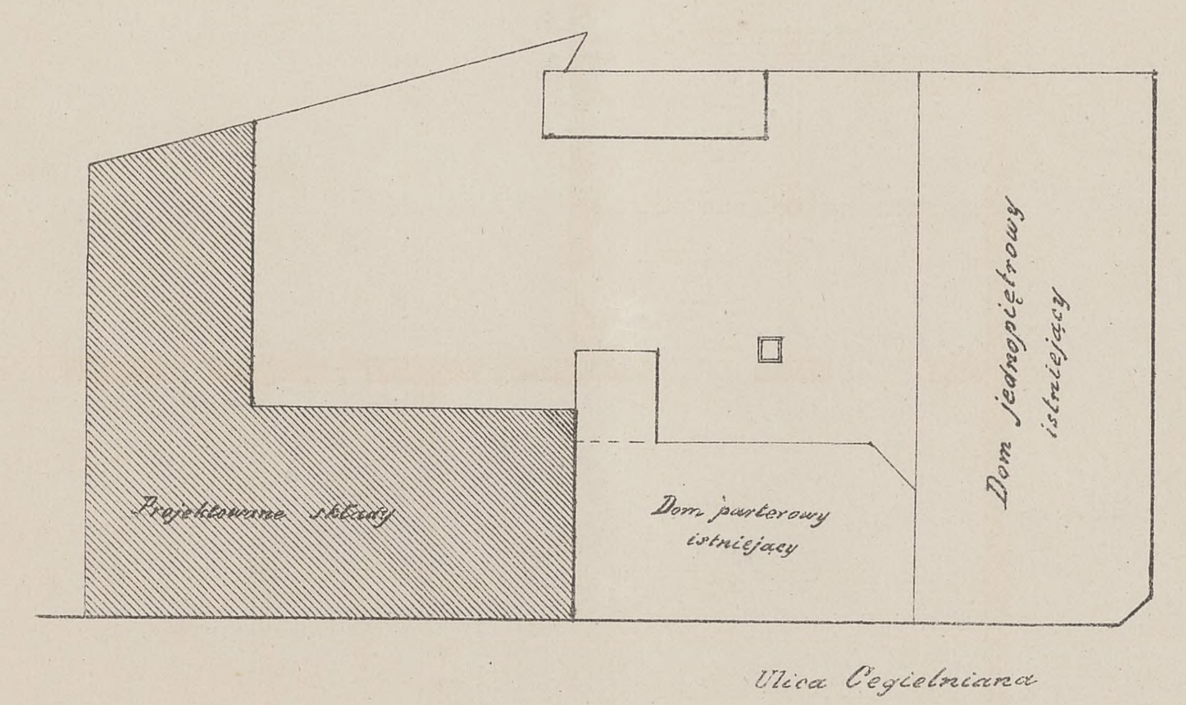


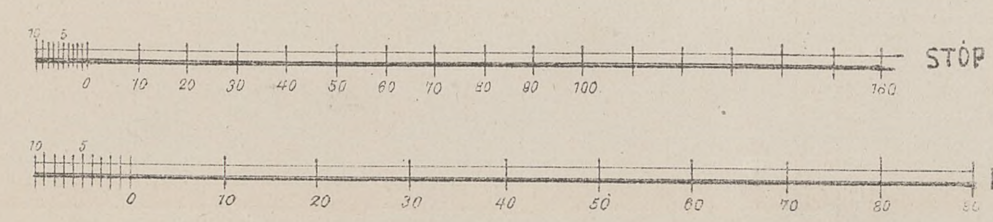


PLAN PIĘTRA



PLAN SYTUACYJNY





PŁOMIENNIK SIEMENS'A (Fig. 1.2.3.4.)

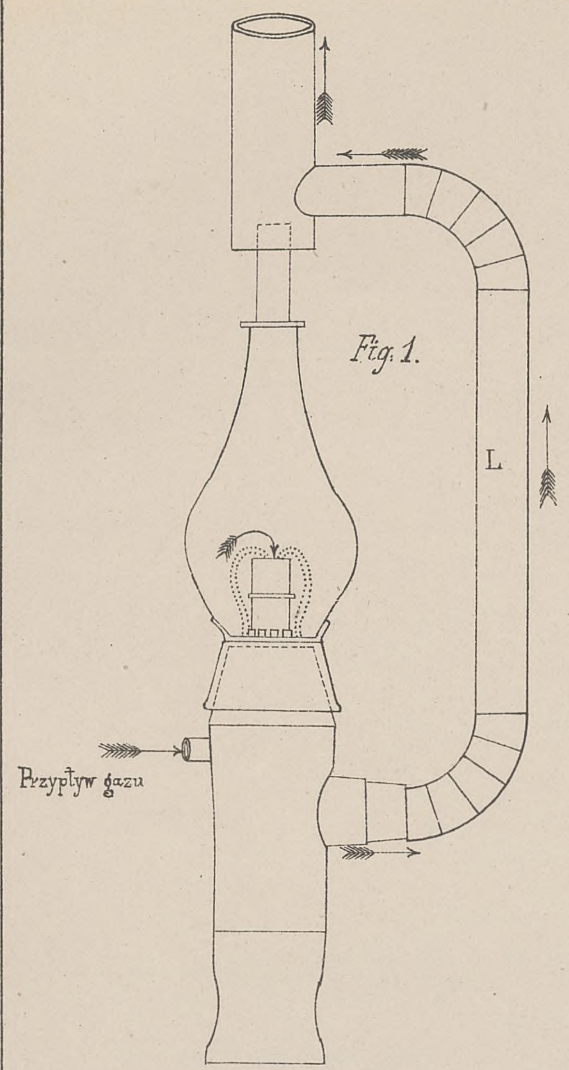


Fig. 1.

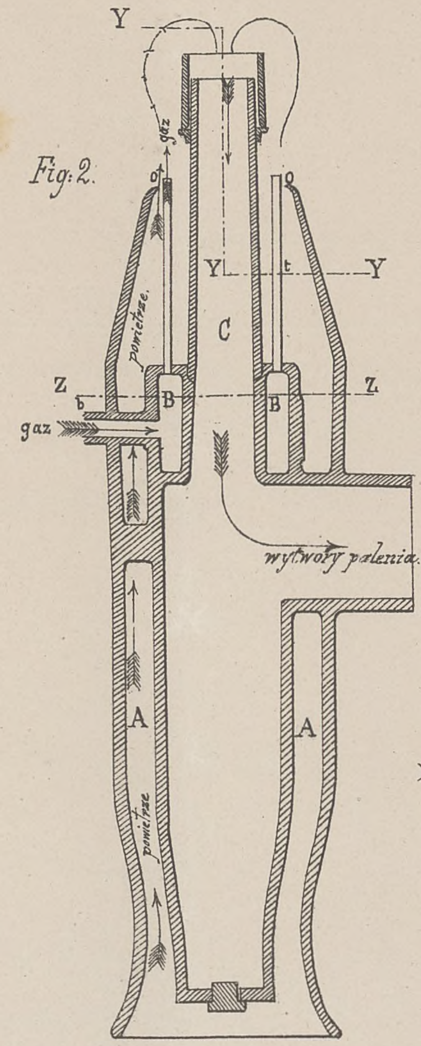


Fig. 2.

Fig. 3.
Przecięcie po linii ZZ.

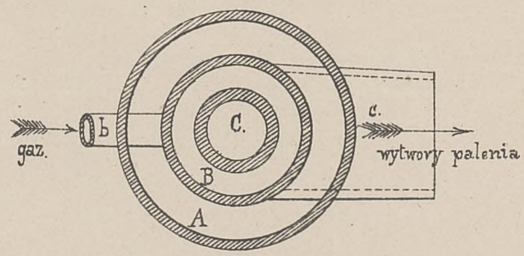
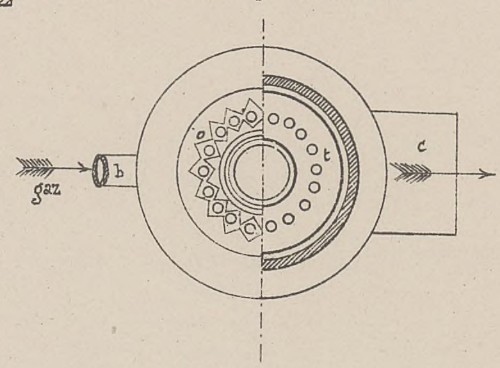


Fig. 4.
Przecięcie po linii YYY.



do artykułu „O BRUKACH WARSZAWSKICH (Fig. 5.6.7.8.9.10.11.)

Fig. 5.

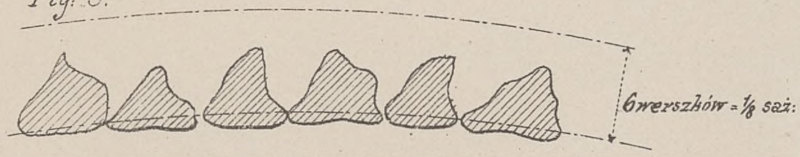


Fig. 6.

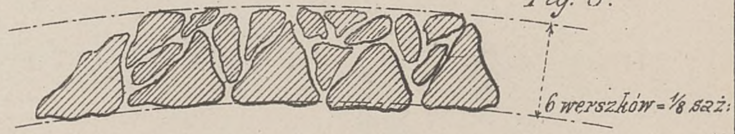


Fig. 7.

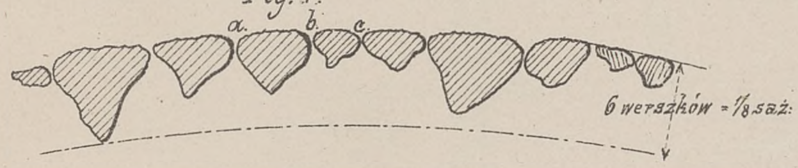


Fig. 8.

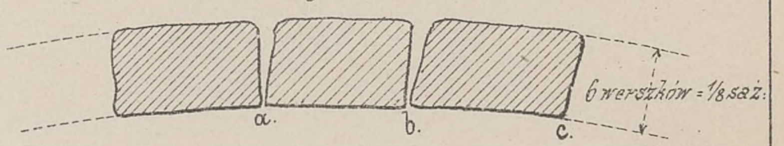


Fig. 9.

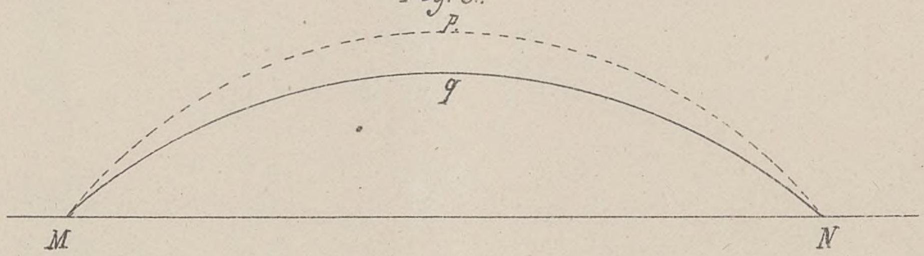


Fig. 10.

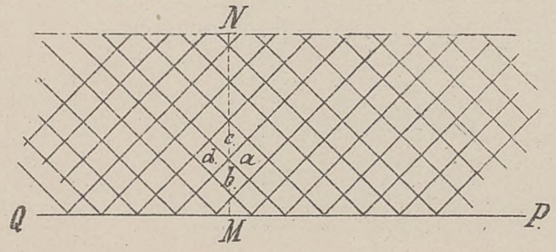


Fig. 11.



URZĄDZENIE OBMYŚLONE W WITKOWICACH DLA OBCIĄŻANIA BELEK STALOWYCH NITOWANYCH (do Str. 41-44)

Fig. 1. Widok podłużny.

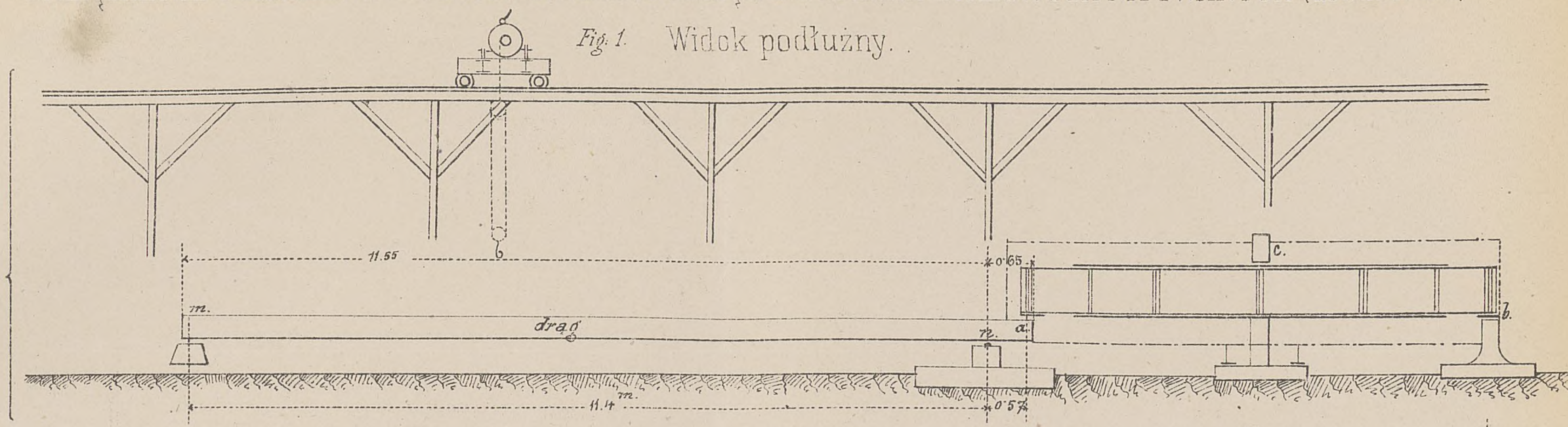


Fig. 3. Szkic schematyczny.

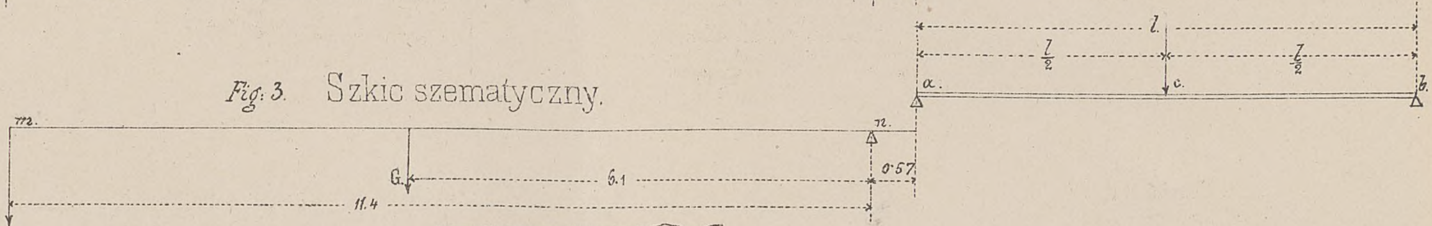


Fig. 4. Siodełka.

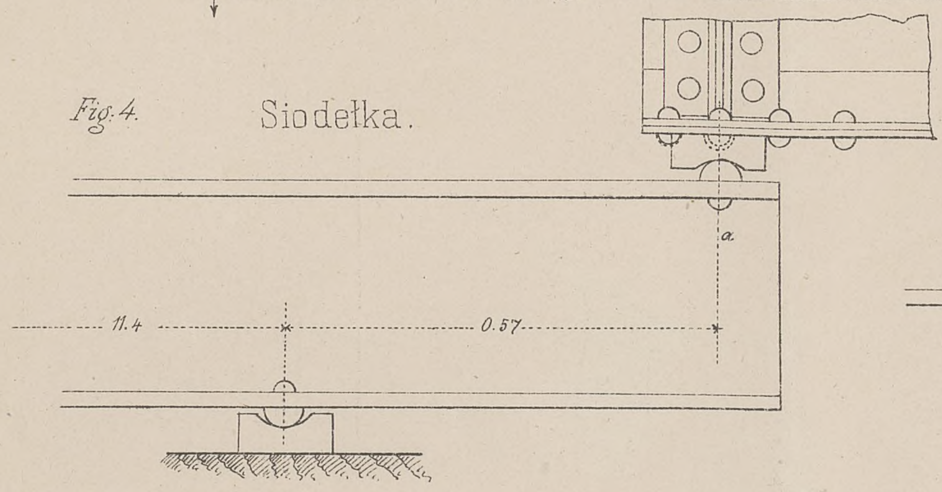
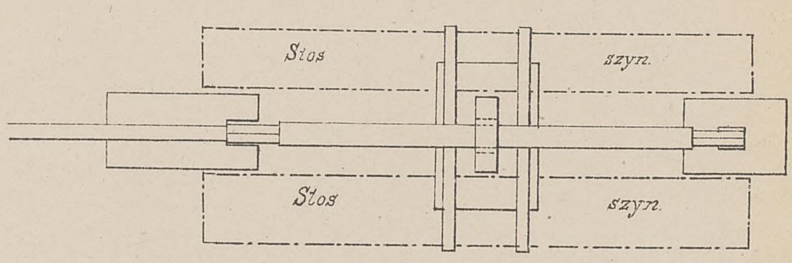


Fig. 2. Plan.



FILTR MECHANICZNY
pp. Farquhar'a i Oldham'a.

Fig. 5.

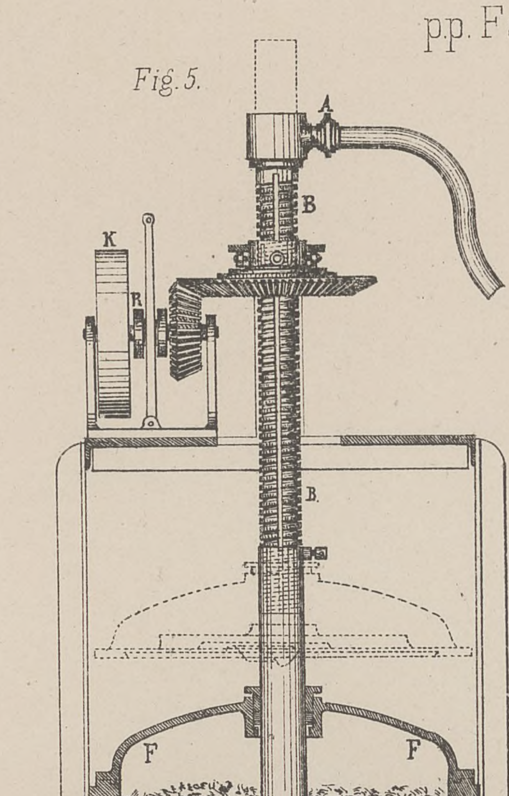


Fig. 6.

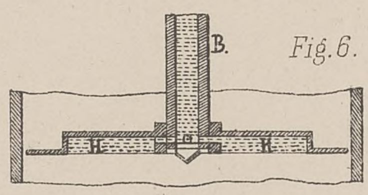
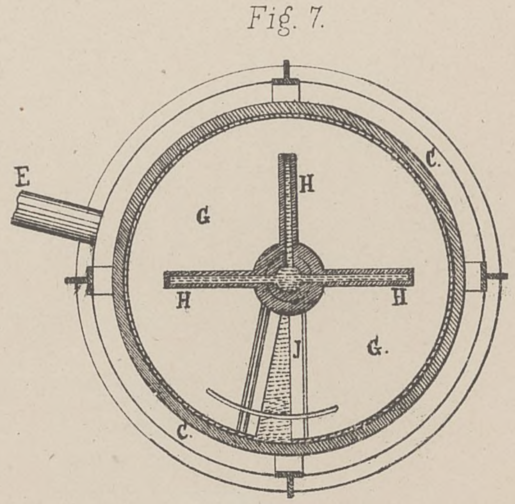
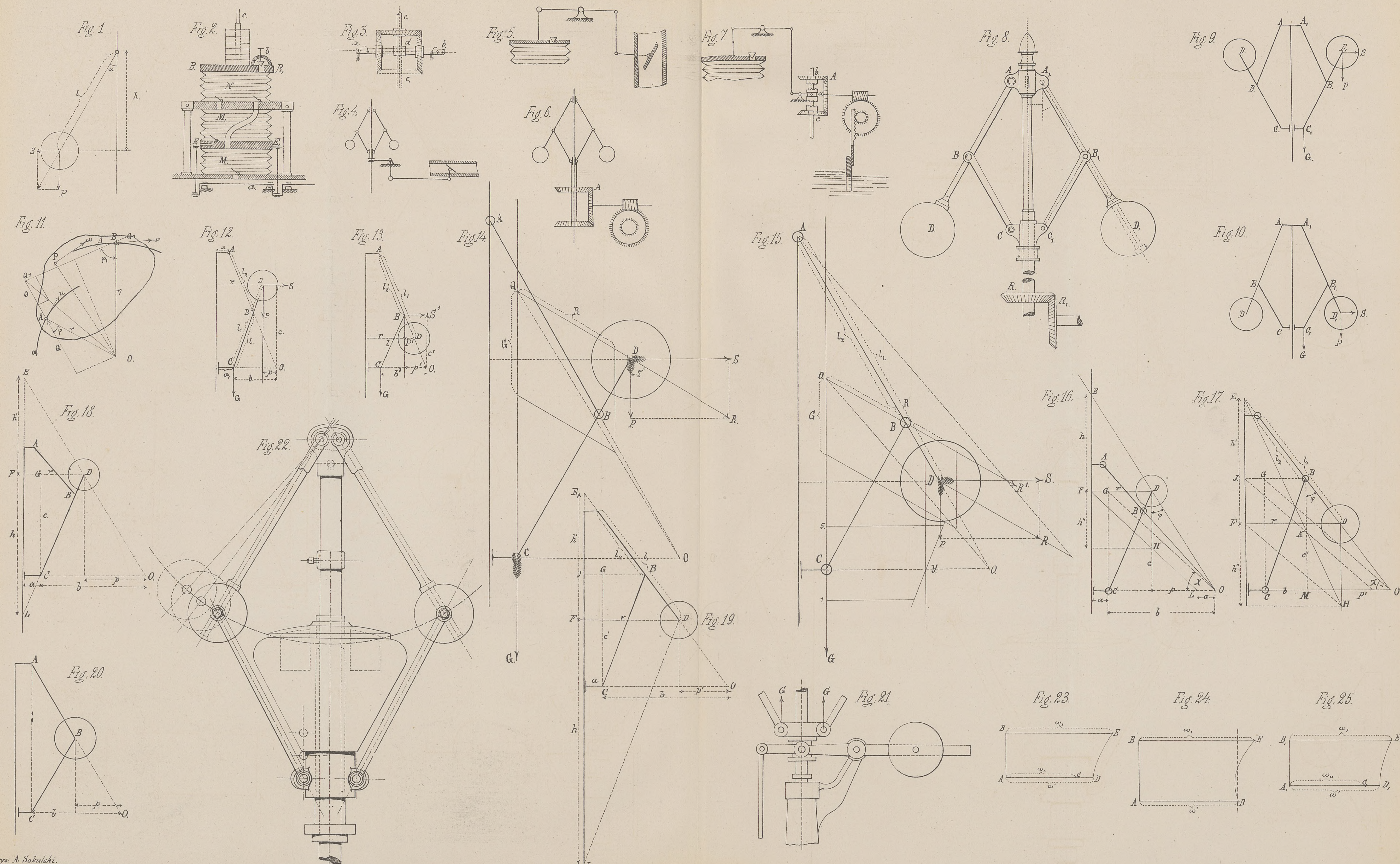


Fig. 7.



rys. A. Sokulski.

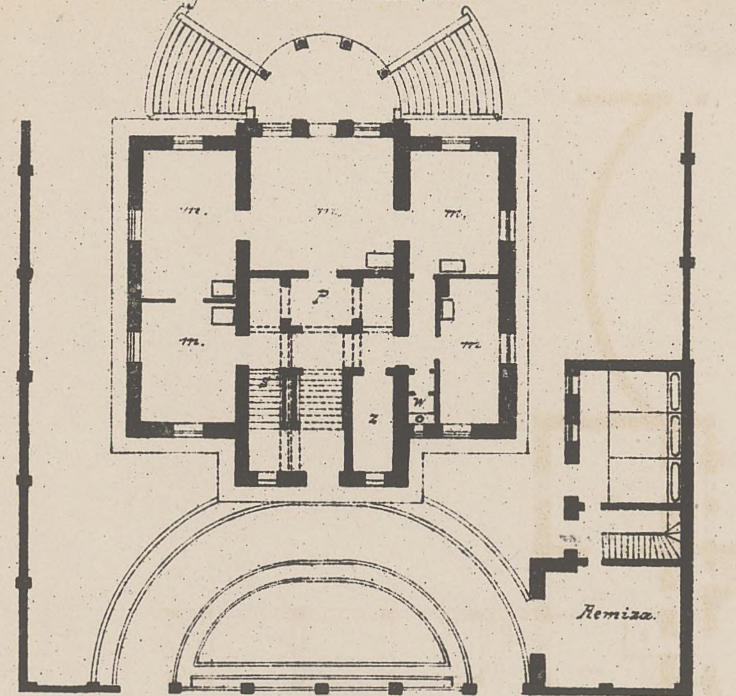
REGULATORY



rys. A. Sokulski.

PLANY DOMÓW ZAGRANICZNYCH

Fig. 23. Dom Drezdeński.



Dom Drezdeński.

Fig. 24.

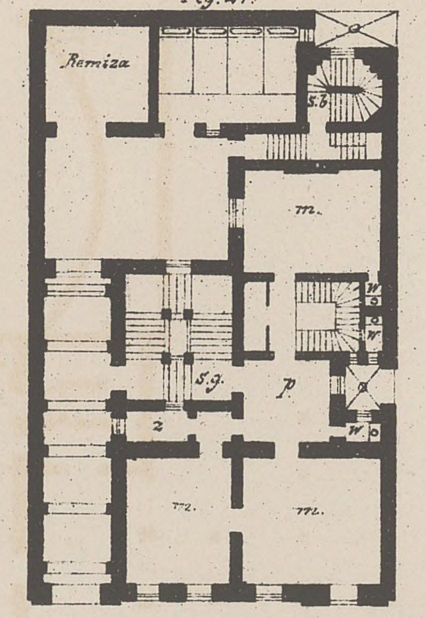
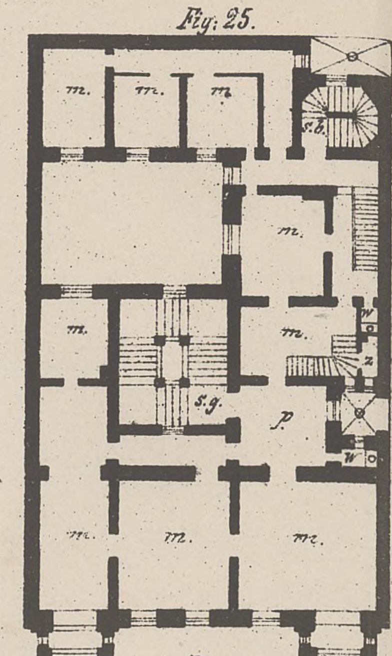


Fig. 25.



Sutereny, Parter i 1e Piętro tworzą jedno mieszkanie

Fig. 27. Dom Drezdeński.

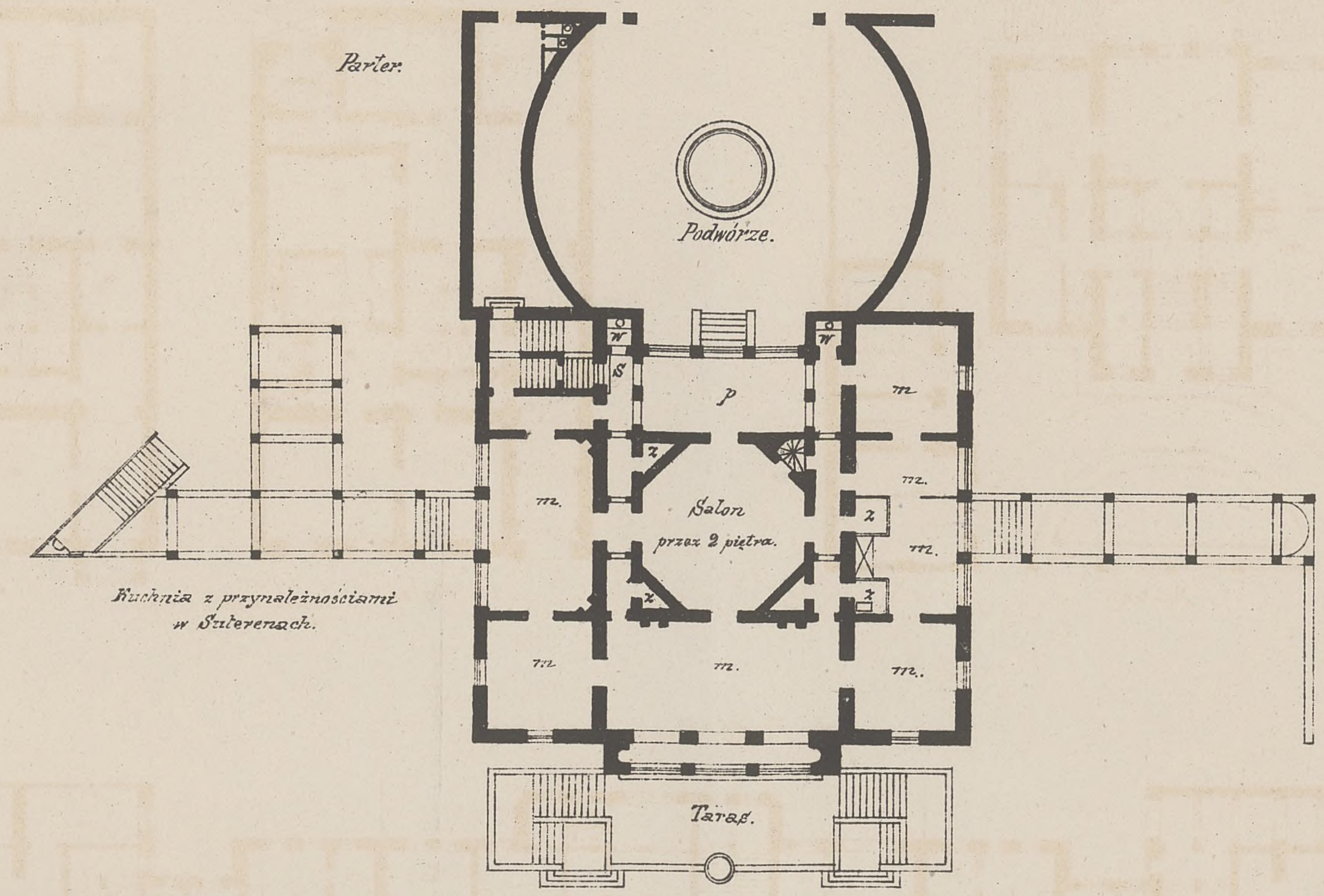


Fig. 26. Domy Drezdeńskie.

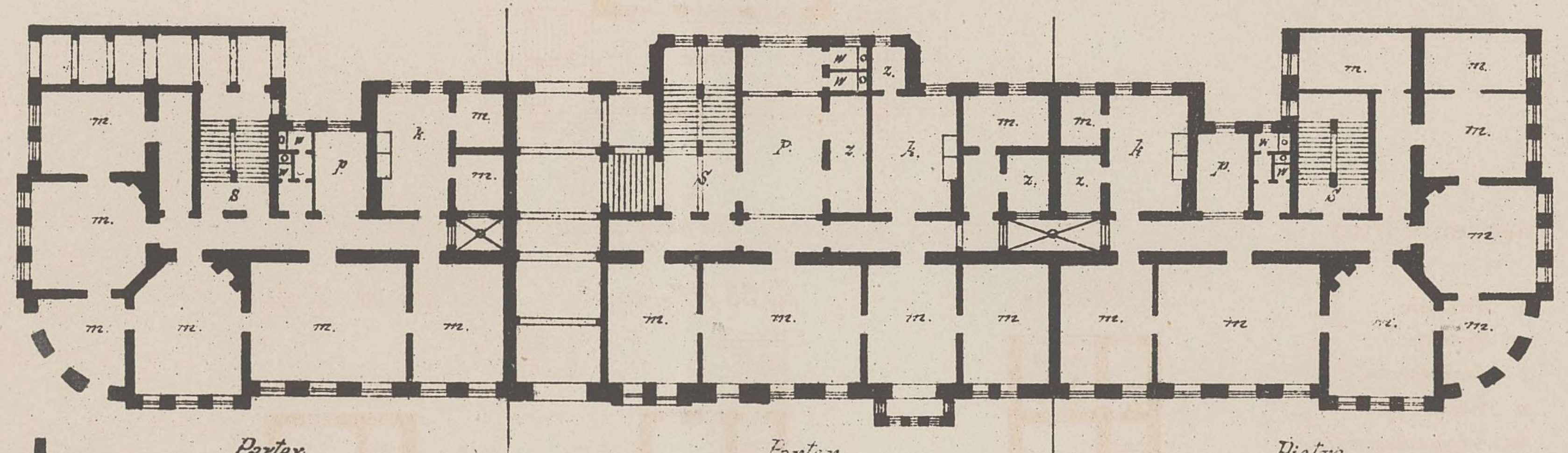
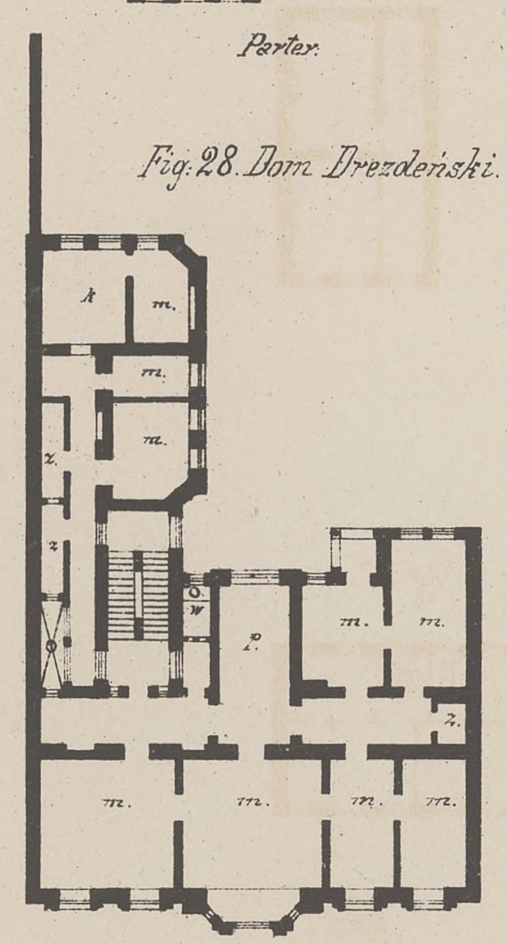


Fig. 28. Dom Drezdeński.



Dom mieszkalny w Nowym Yorku.

Fig. 29.

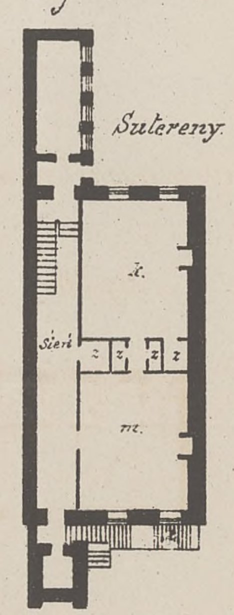


Fig. 30.

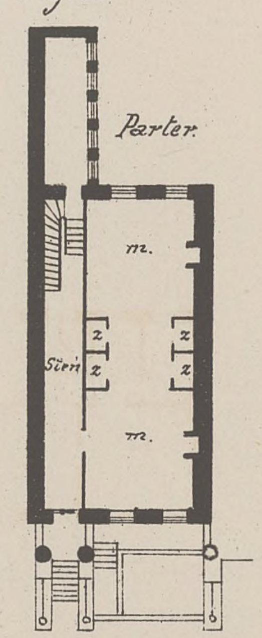
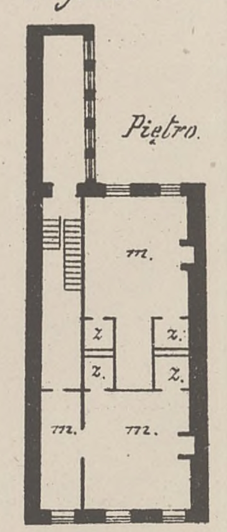


Fig. 31.



Znaczenie liter.

- k Kuchnie.
- w Wygódki.
- z Zachowanka.
- p. Przedpokoje.
- m. Pokoje mieszkalne.
- S. Schody.

Dom mieszkalny w Brukselli dla jednej familii z kuchnią w Suterenach.

Fig. 32. Parter.

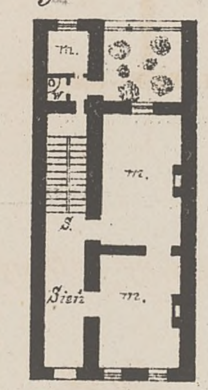


Fig. 33. Ie Piętro.

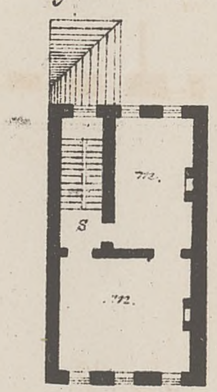
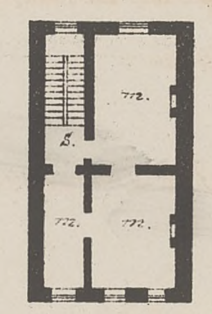


Fig. 34. IIe Piętro.



Domy mieszkalne w Mülhuzie.

Fig. 35.

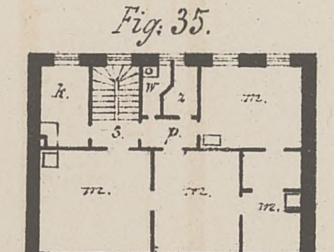


Fig. 36.

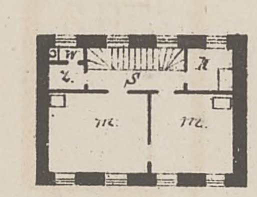
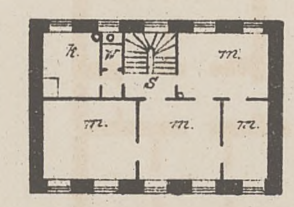


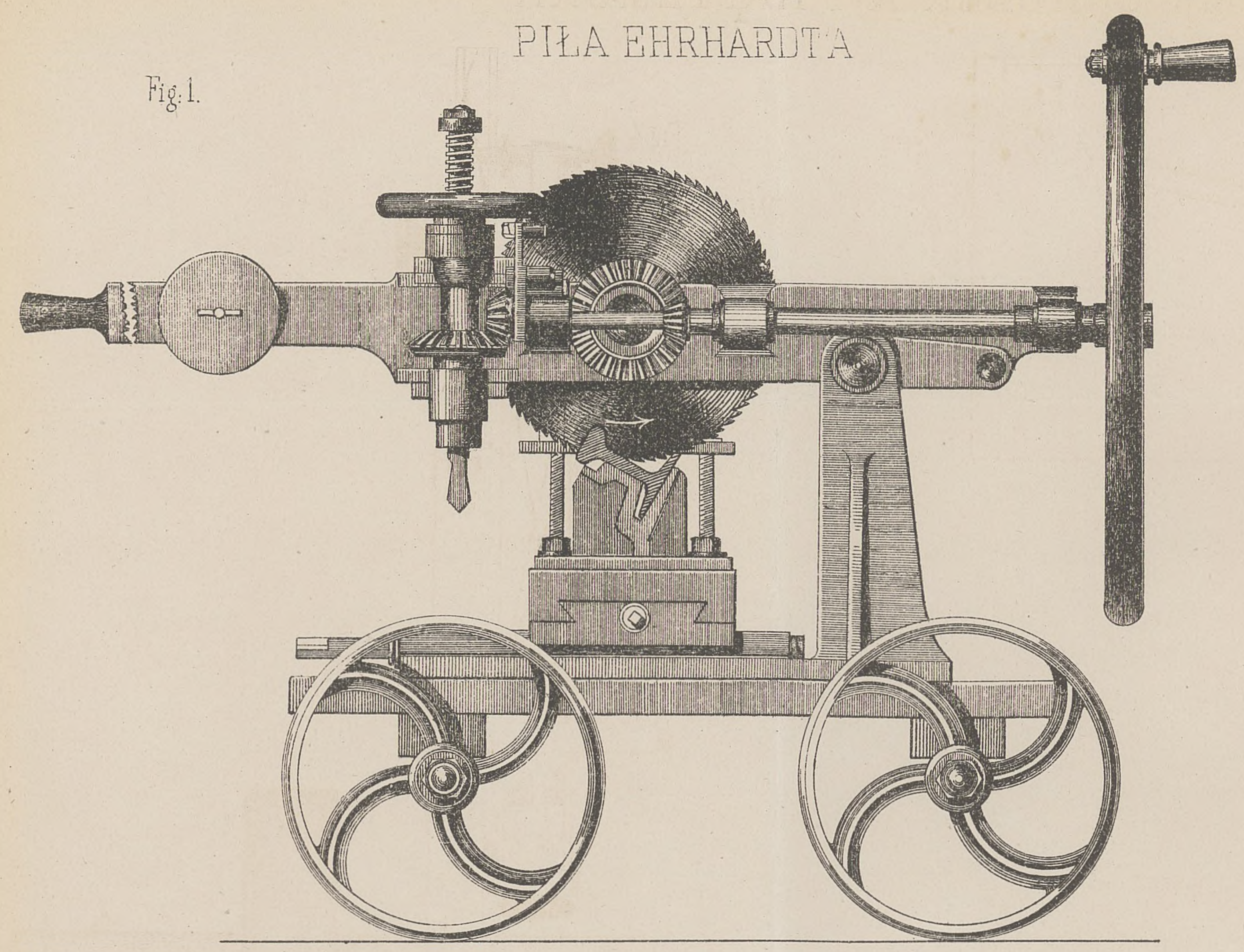
Fig. 37.



ryz. A. Sokulski.

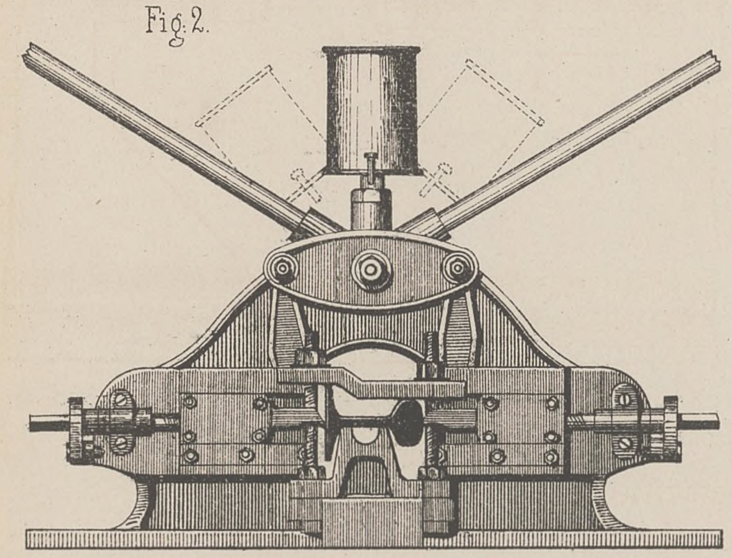
PIŁA EHRHARDT'A

Fig. 1.



NOŻYCE EHRHARDT'A

Fig. 2.



WYRWICZ DUNAJ'A.

Fig. 7.

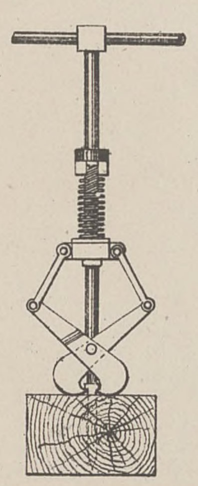
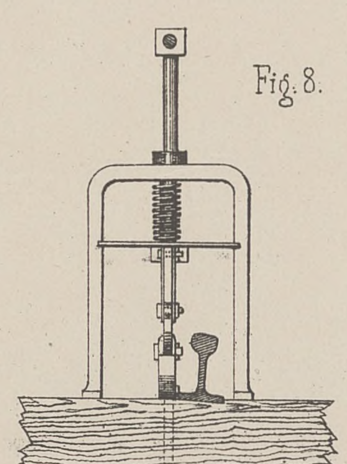
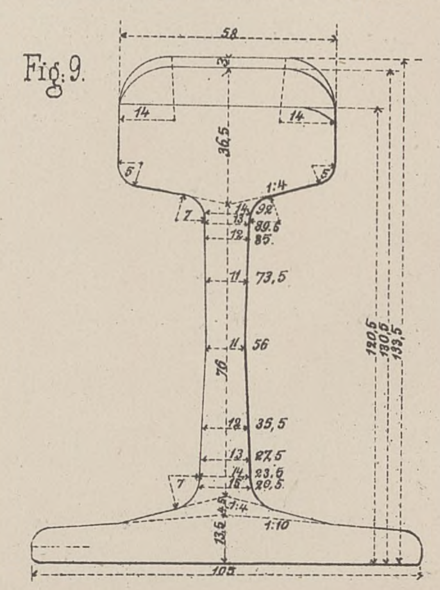


Fig. 8.



NORMALNY PROFIL SZYN STALOWYCH PRUSKICH PAŃSTWOWYCH D. Ż.

Fig. 9.



PROFILOGRAF p.p. SCHUBERT'A i HATTEMER'A

Fig. 3.

Widok podłużny

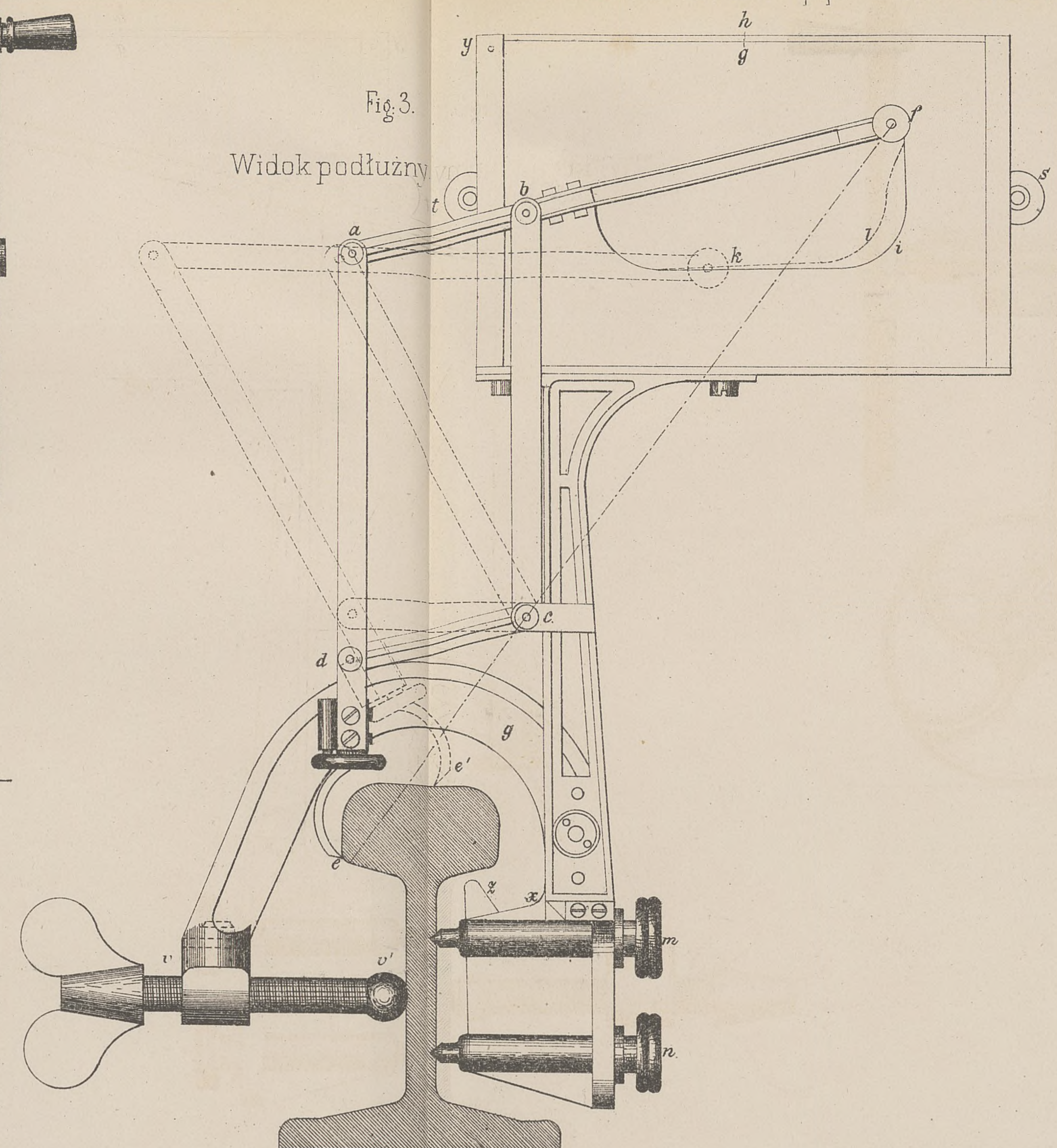
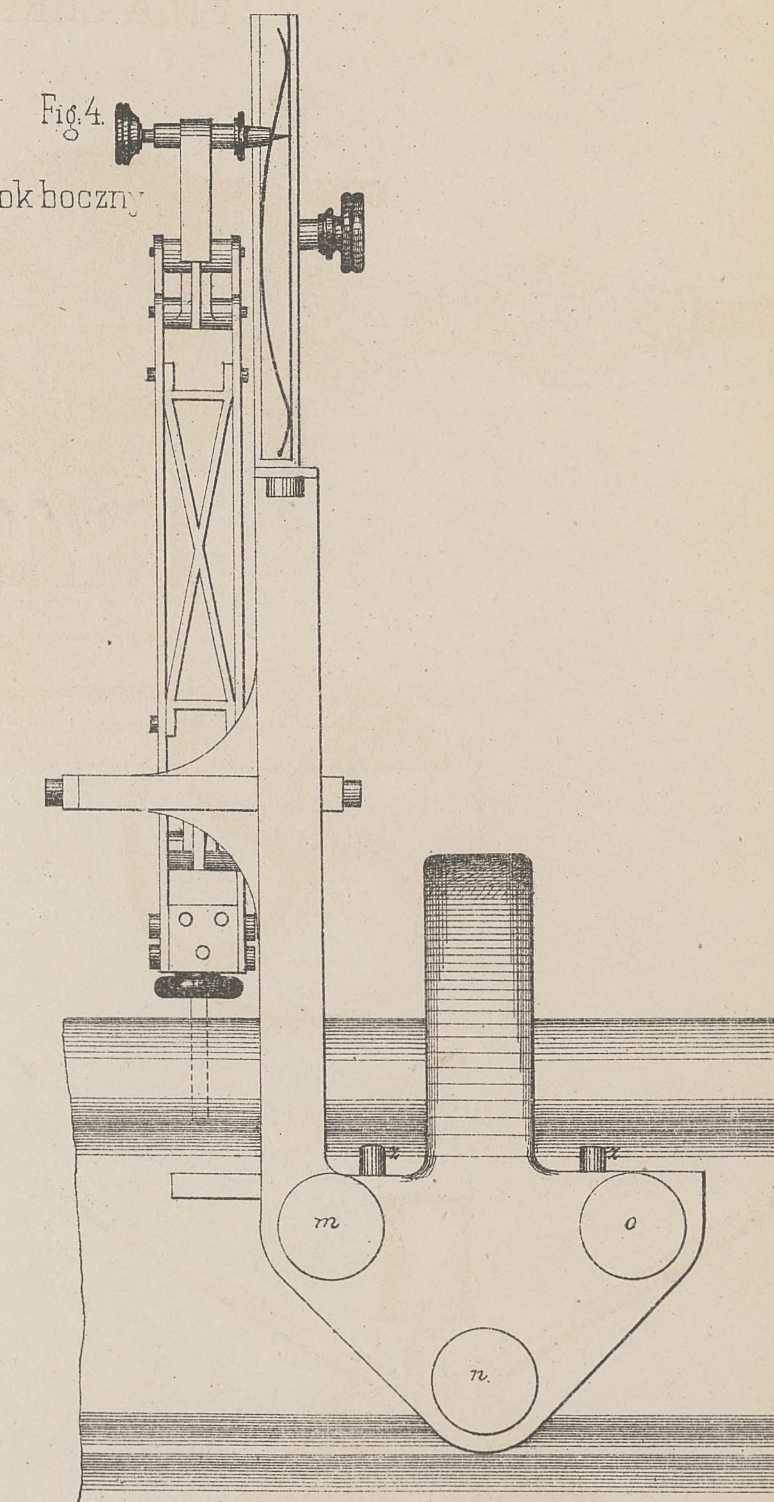


Fig. 4.

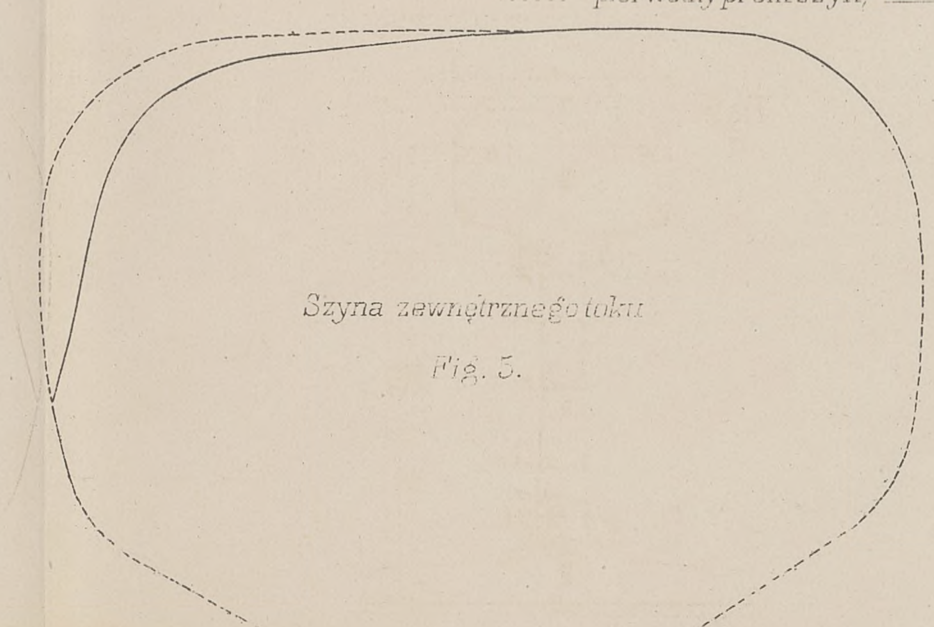
Widok boczny



PROFILE SZYN

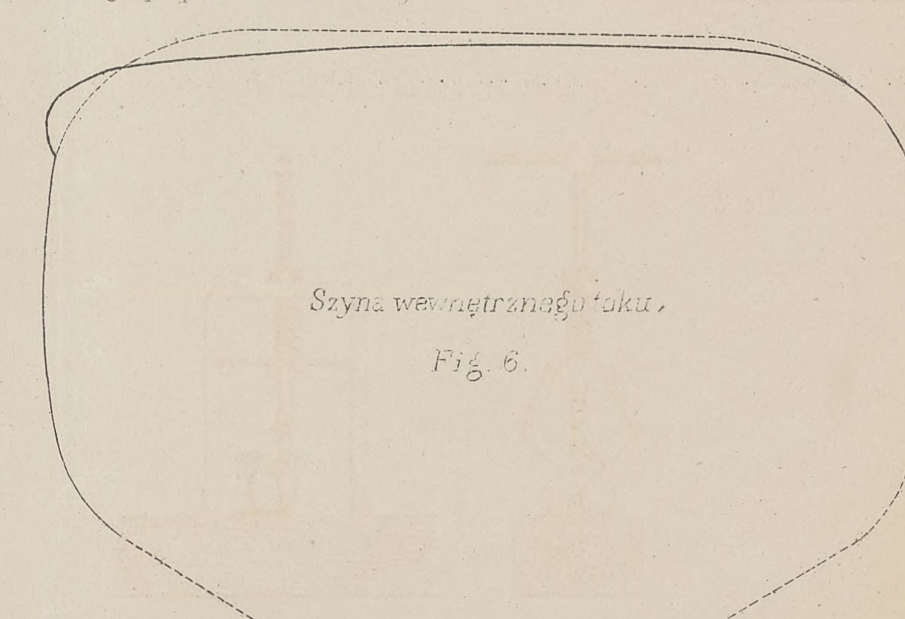
zdjęte przyrządem p.p. Schubert'a i Hattemer'a

..... pierwotny profil szyn, ——— profile szyn po pięciu latach użycia



Szyna zewnętrznego toku

Fig. 5.



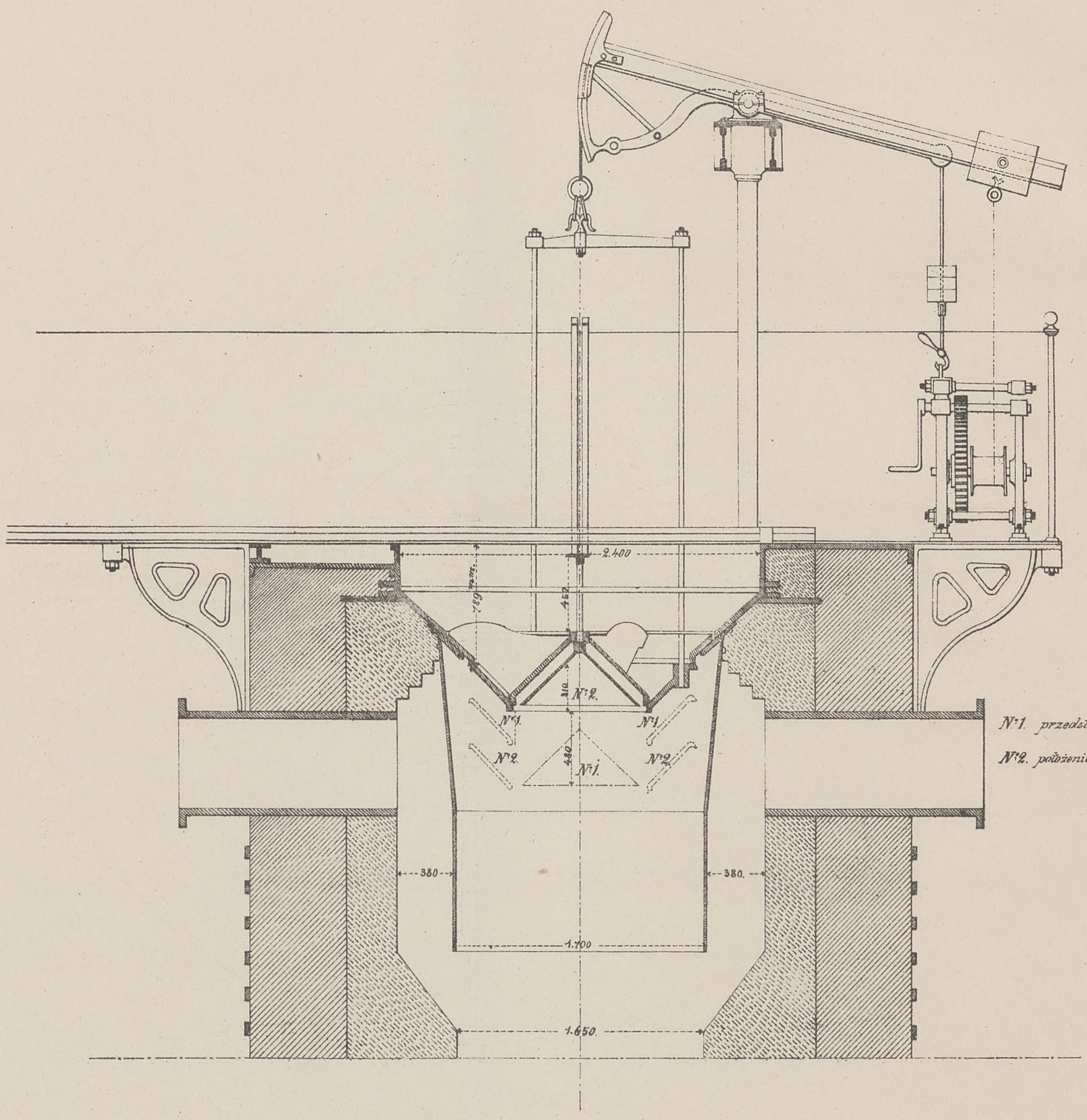
Szyna wewnętrznego toku.

Fig. 6.

rys. A. Schulski.

PRZYRZĄD DO ZAMYKANIA SZYBU WIELKICH PIECÓW.

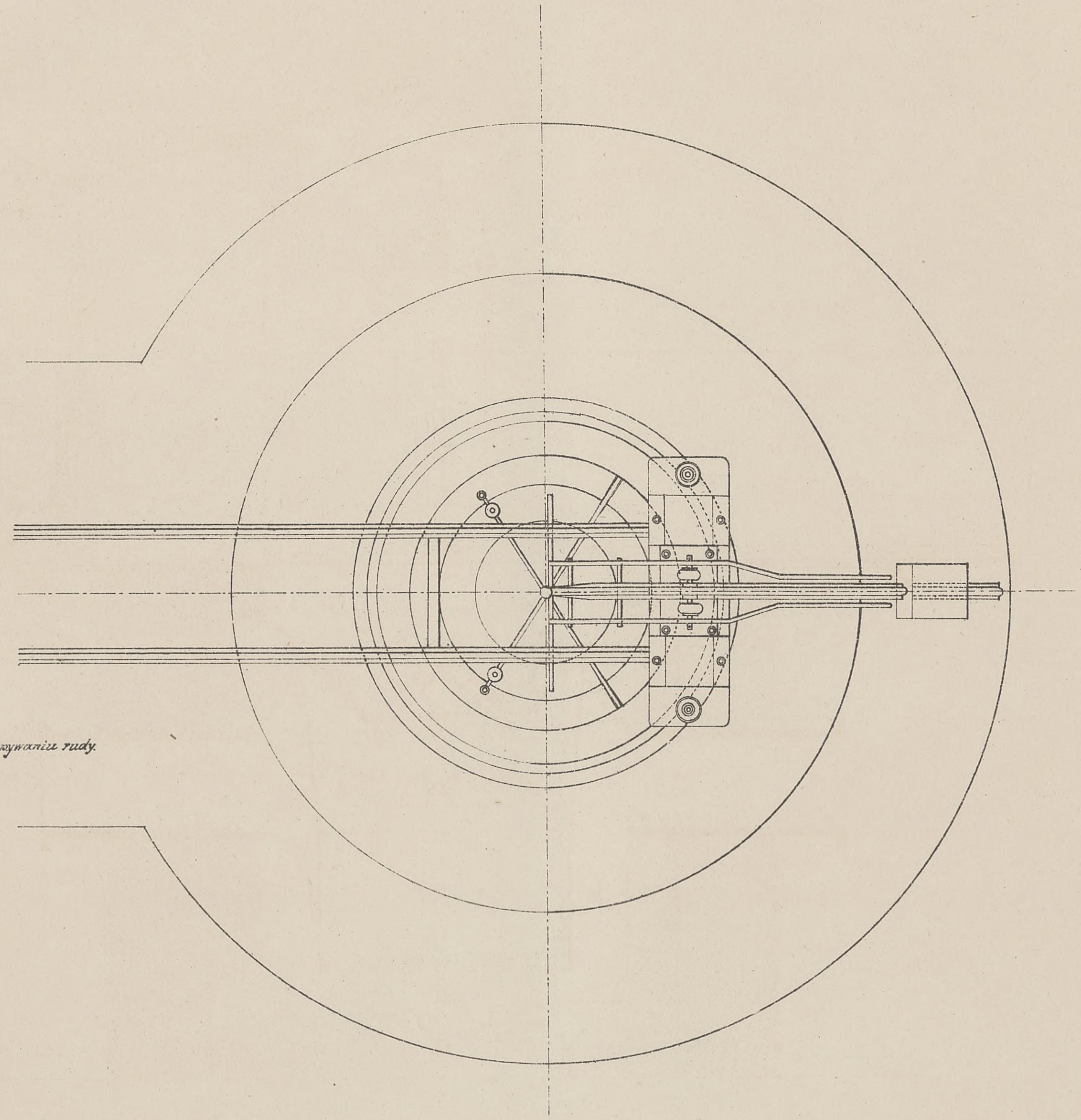
Przecięcie podług osi kolejki.



N:1. przedstawia położenie części ruchomej przy zasypywaniu rudy.

N:2. położenie téj części przy zasypywaniu węgla.

Plan



Podziałka 1/36 naturalnej wielkości.

100. 90. 80. 70. 60. 50. 40. 30. 20. 10. 0. 1. 2. 3. 4. Metry.

rys: A. Sokulski.

REGULATORY

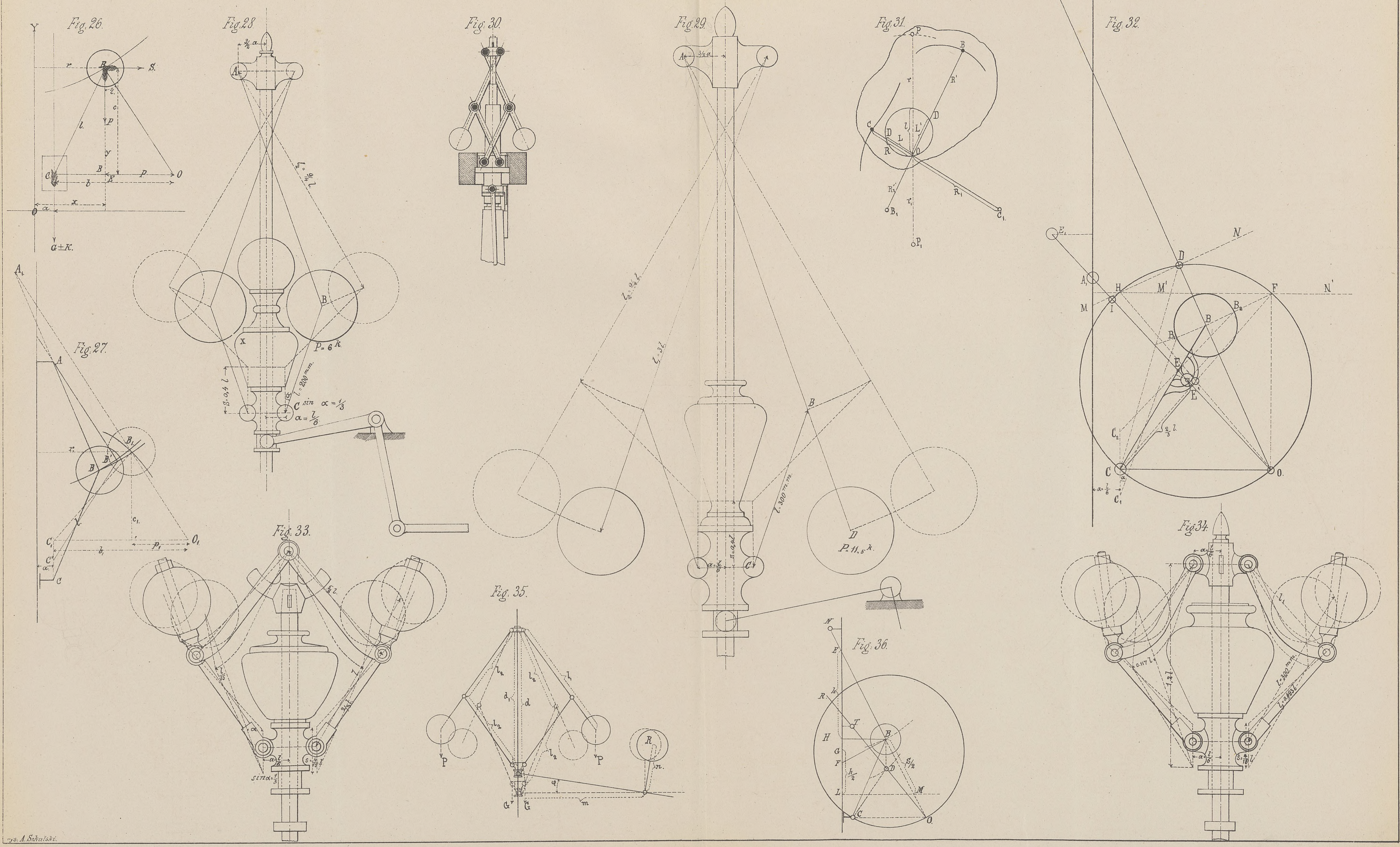


Fig. 26.
Fig. 27.
Fig. 28
Fig. 29.
Fig. 30.
Fig. 31.
Fig. 32.
Fig. 33.
Fig. 34.
Fig. 35.
Fig. 36.
P = 6 k.
P = 11,5 k.
sin α = 1/3
α = l/6
l = 200 mm.
l = 300 mm.

REGULATORY.

Fig. 37.

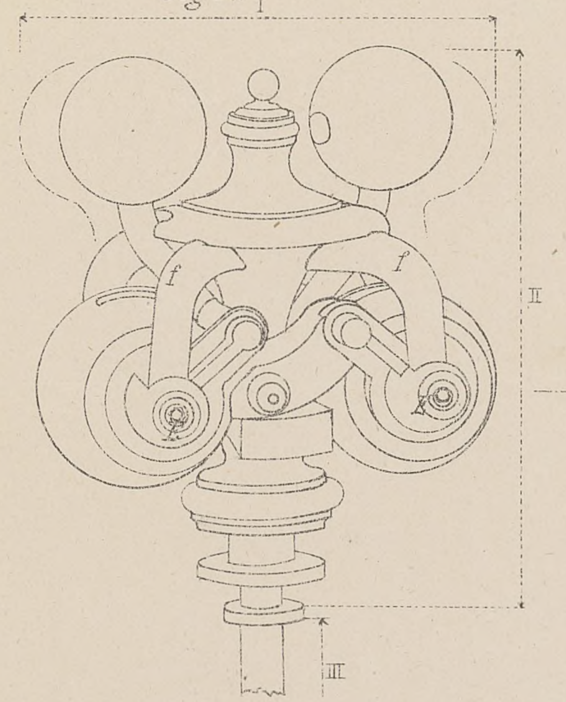


Fig. 38.

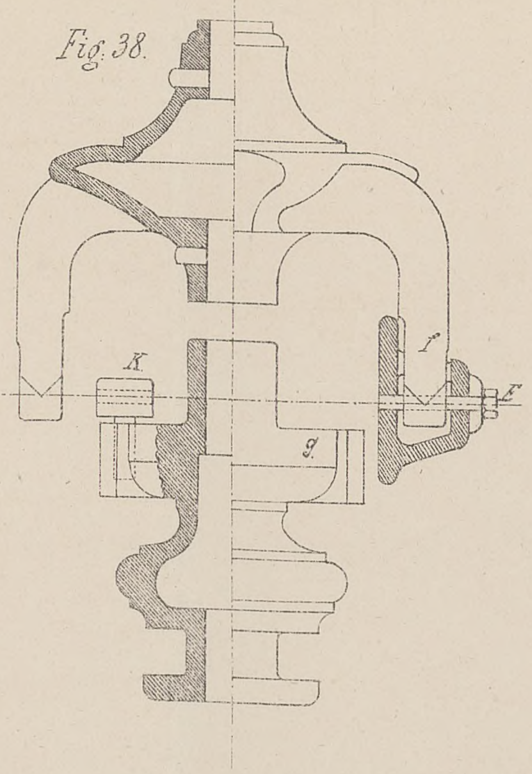


Fig. 39.

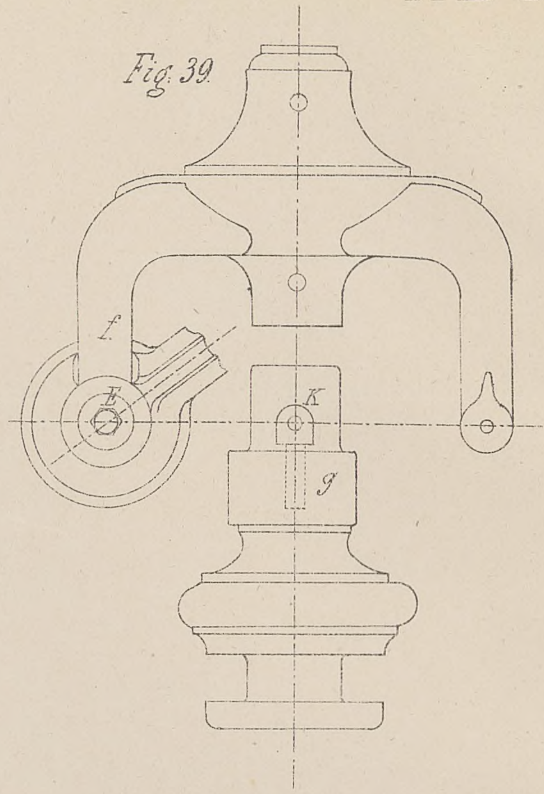


Fig. 40.

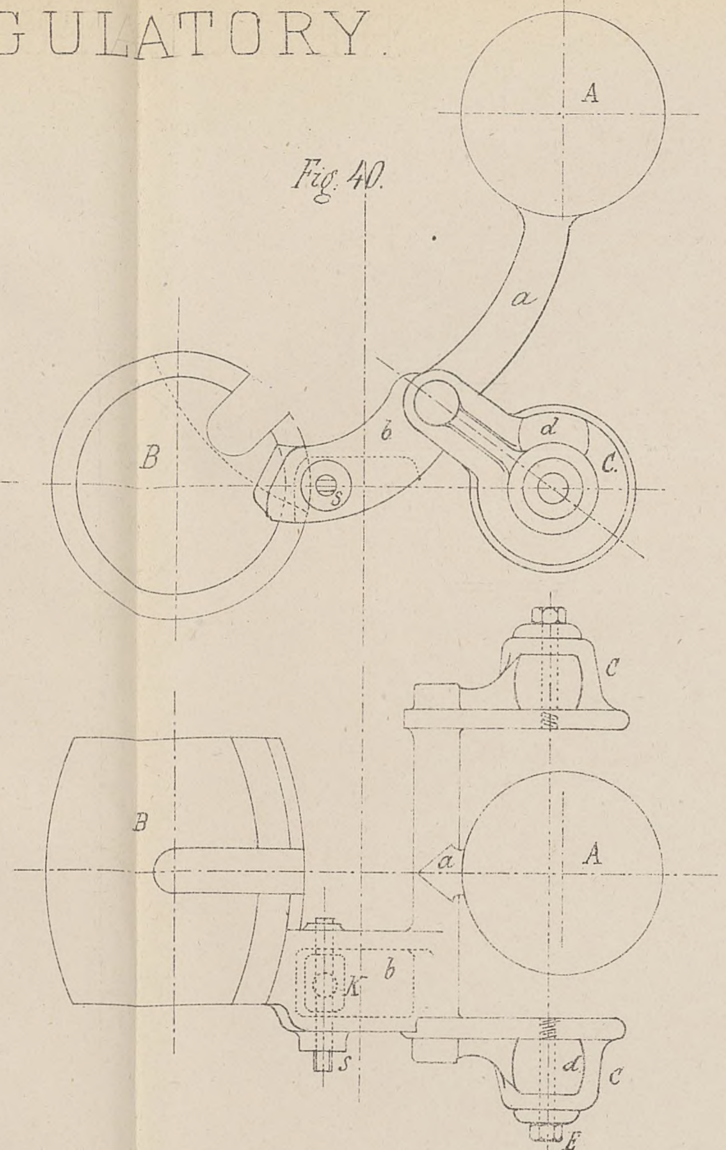


Fig. 41.

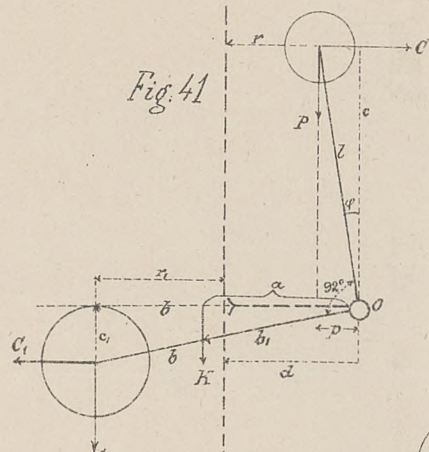


Fig. 47.

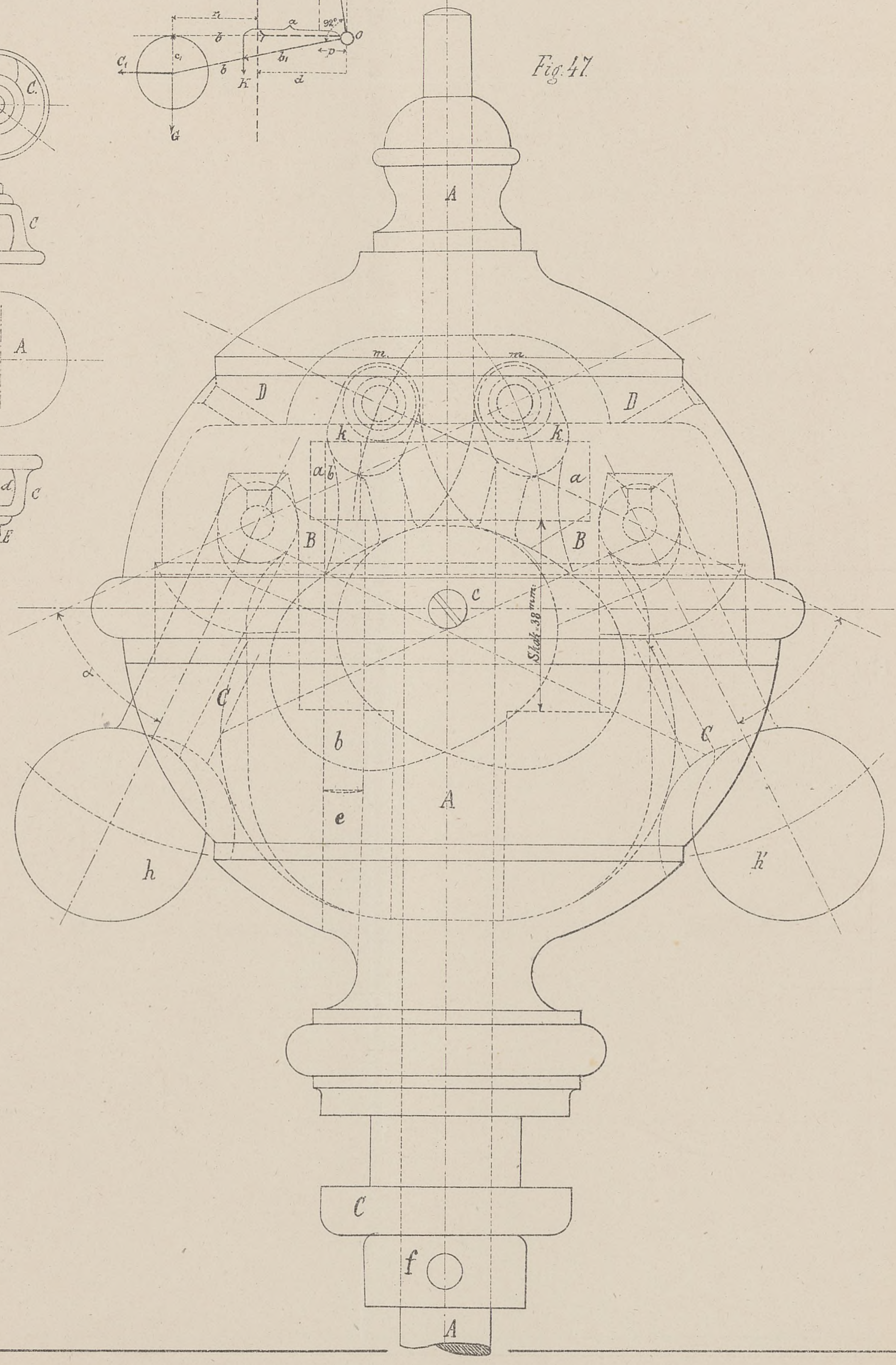


Fig. 42.

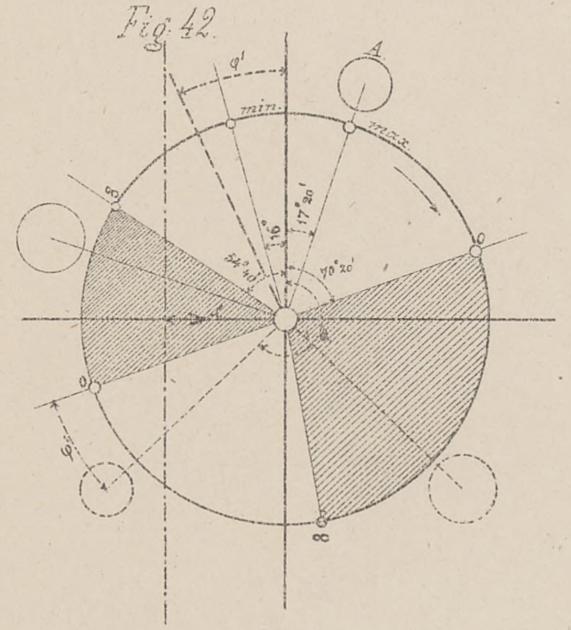


Fig. 44.

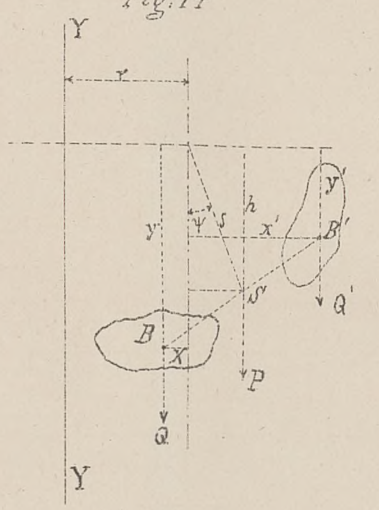


Fig. 46.

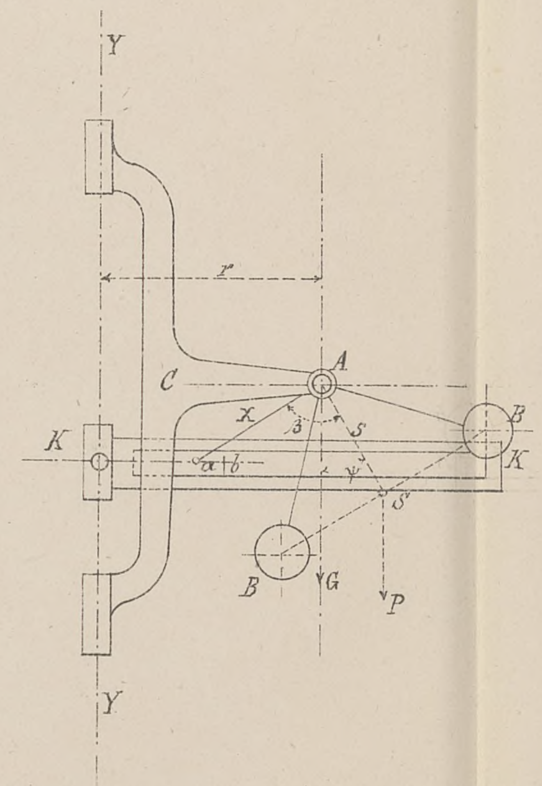


Fig. 43.

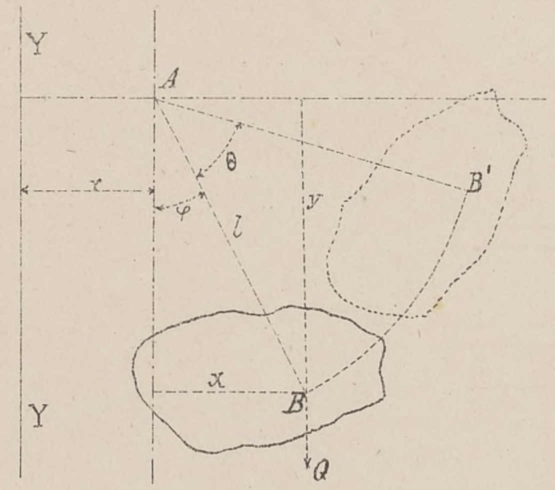
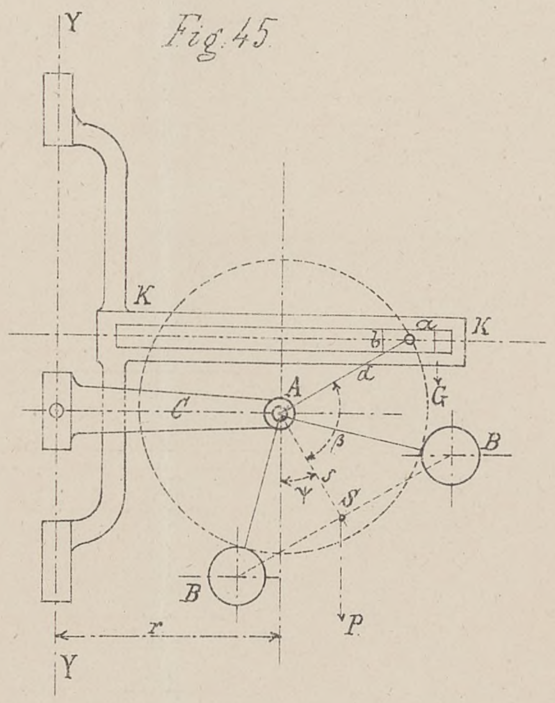


Fig. 45.



rys. A. Sokulski

REGULATORY.

Fig. 48.

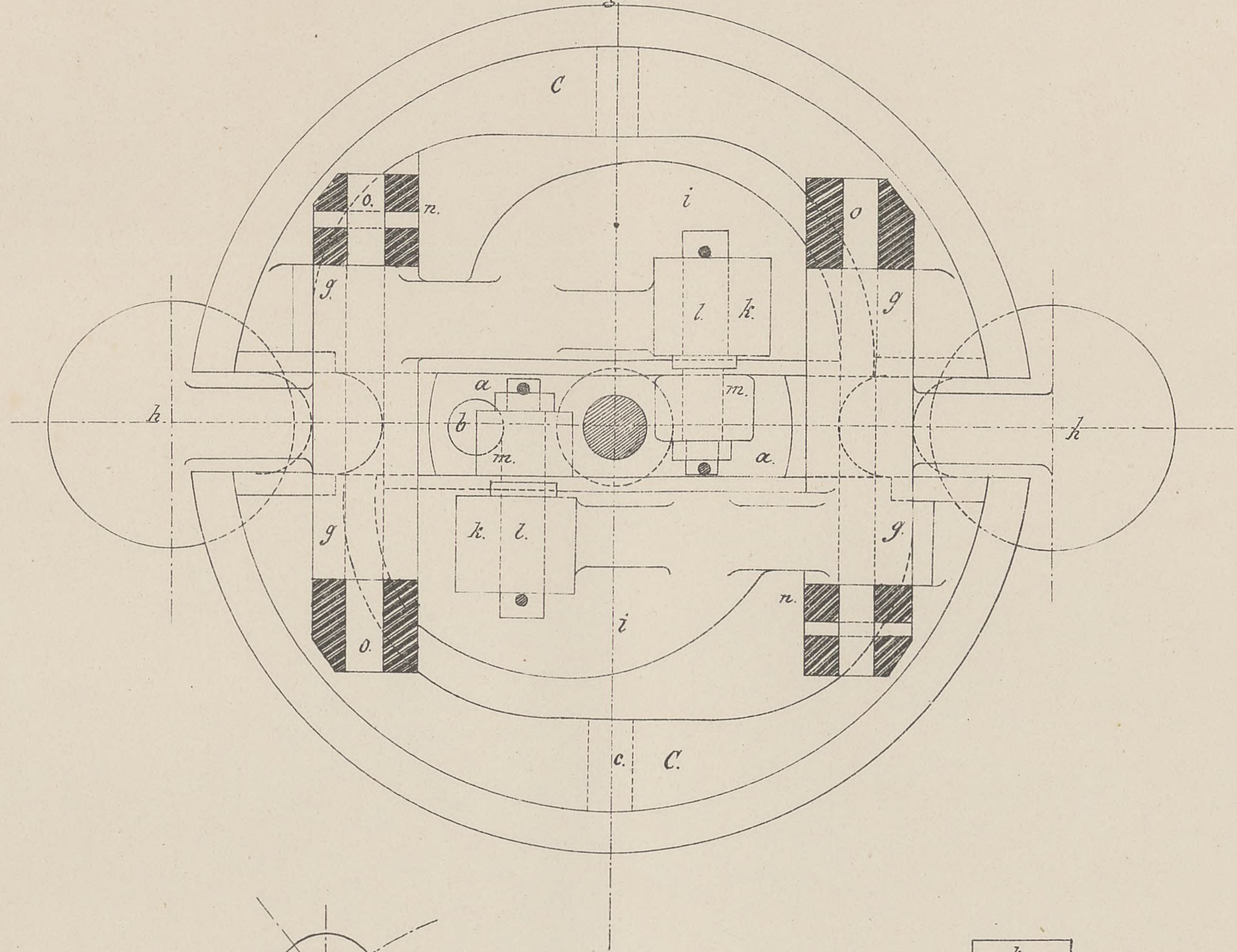
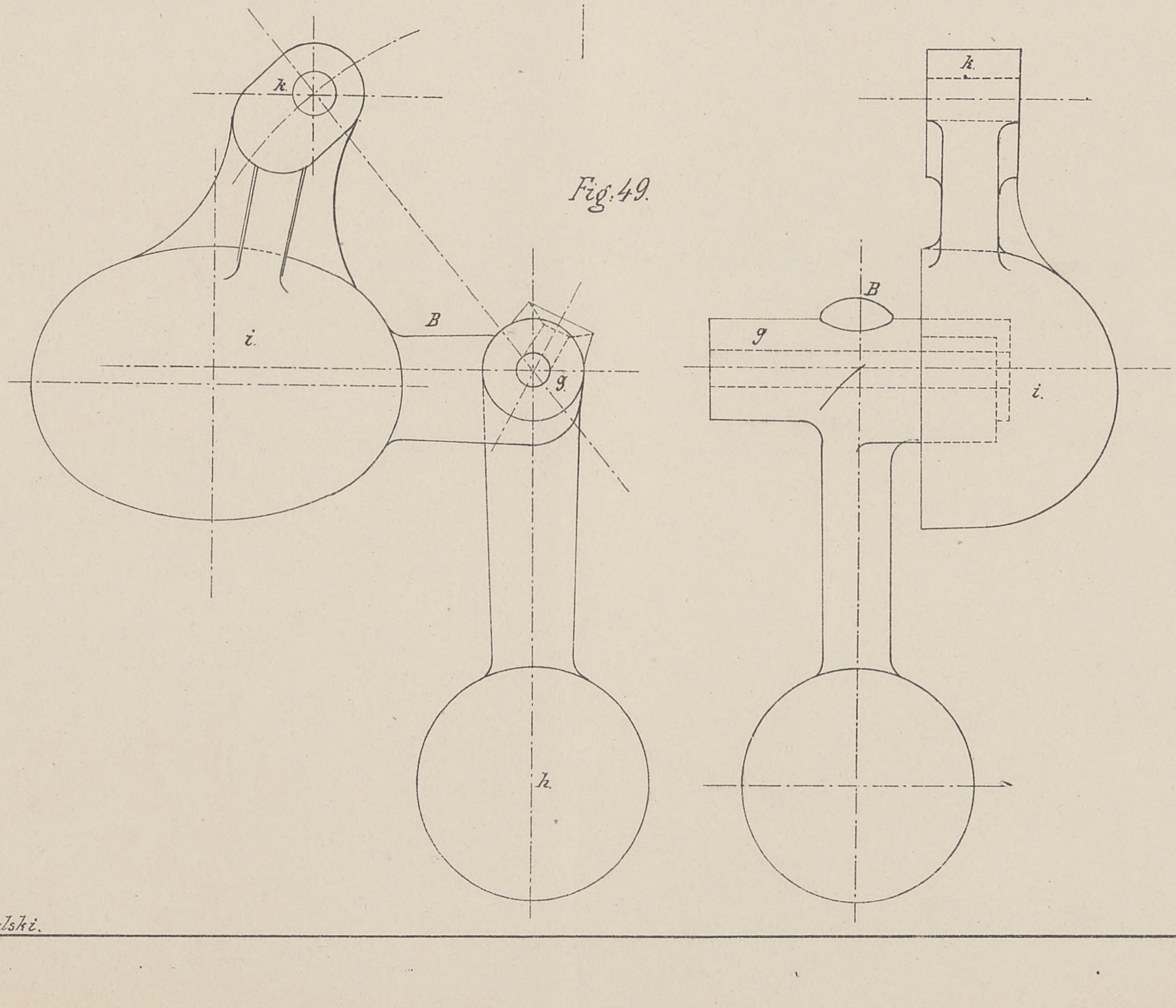


Fig. 49.



rys: A. Sokalski.

MASZYNY OBROTOWE systemu SĘKOWSKIEGO

Maszyna obrotowa parowa o pełnem ciśnieniu i osi spółśrodkowej.

Fig. 1. Przecięcie podłużne ABCDEF

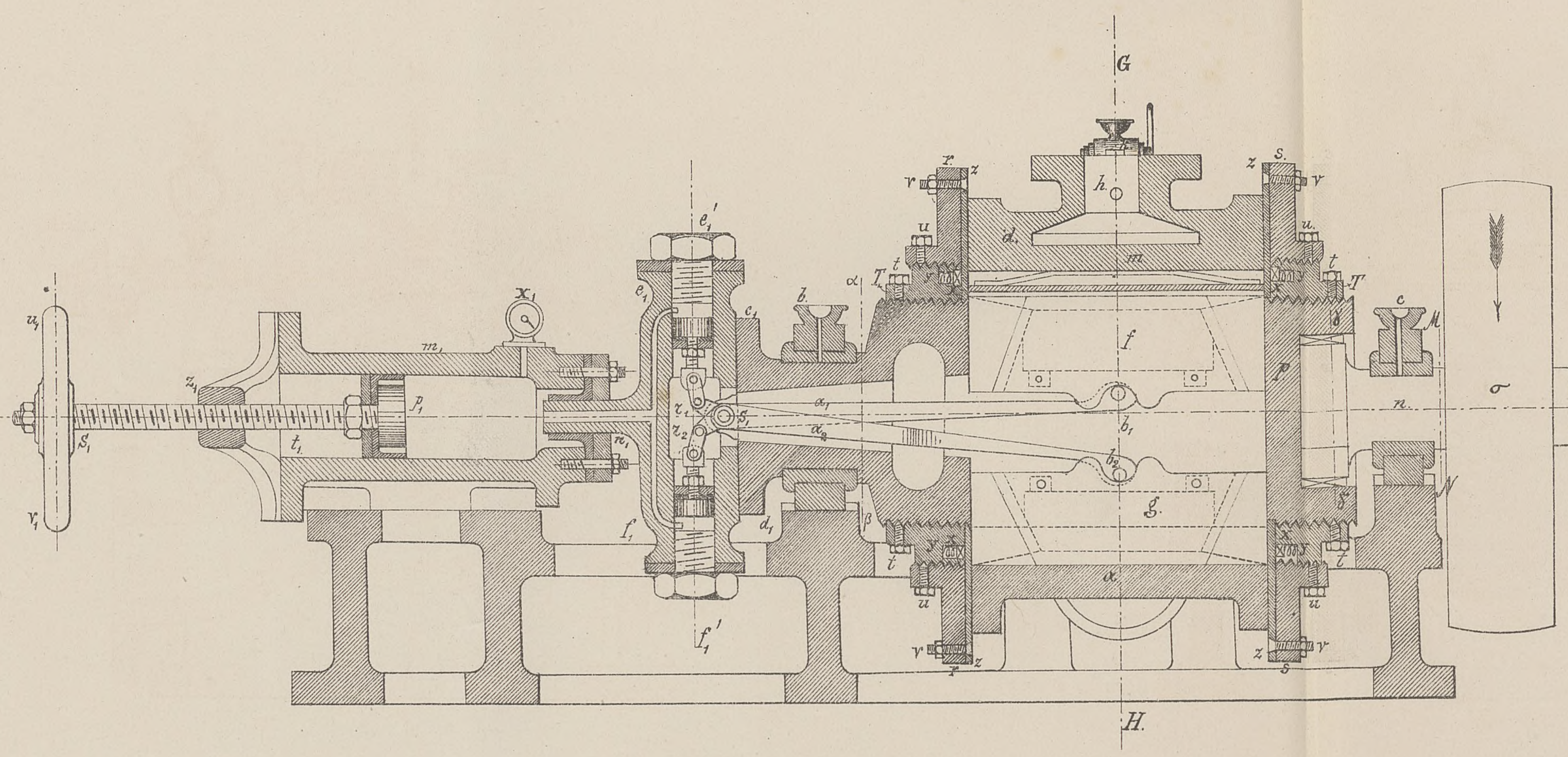
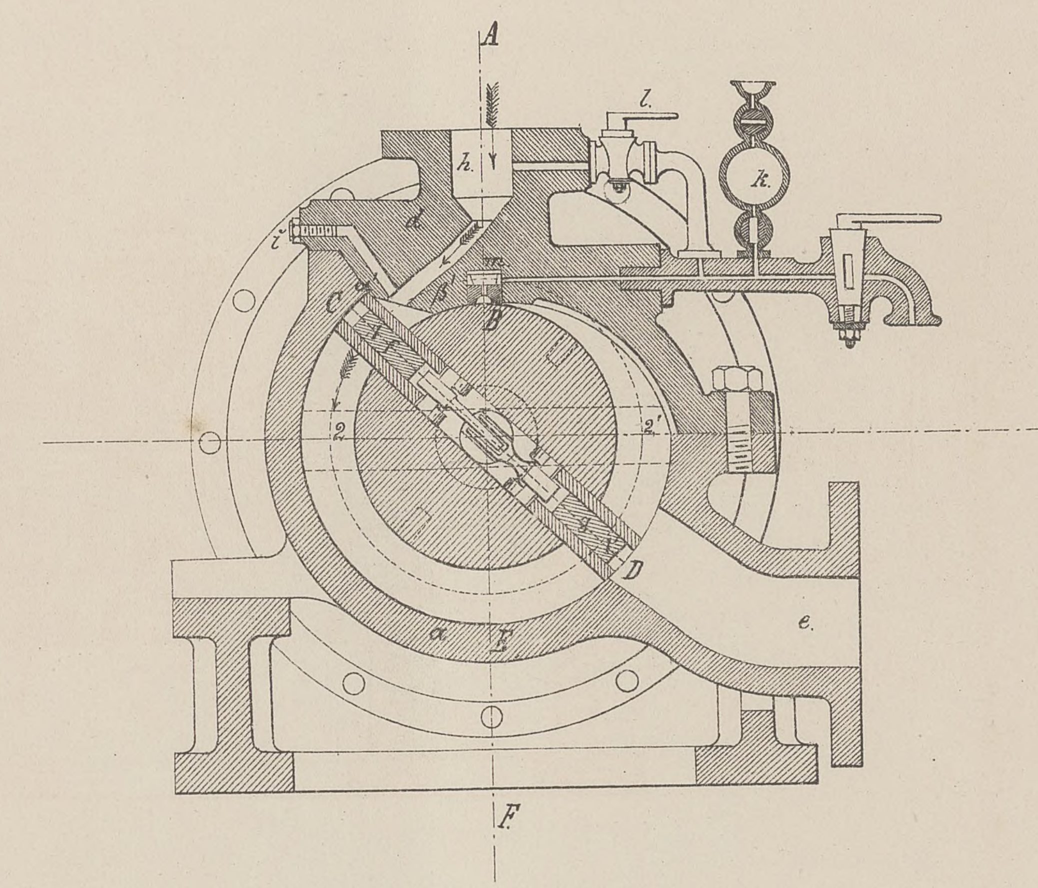


Fig. 2. Przecięcie poprzeczne GH.



SZCZEGÓŁY ŁOPATKI TŁOKOWEJ

Fig. 3. Widok z góry

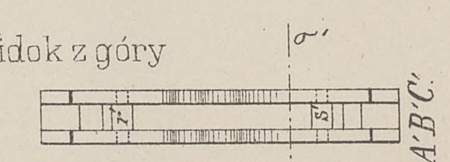


Fig. 4. Widok z boku

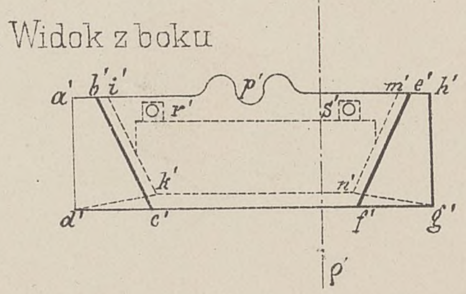
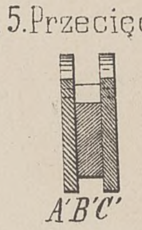


Fig. 5. Przecięcie σρ



SZCZEGÓŁY WAŁU GŁÓWNEGO MASZYNY

Fig. 6. Przecięcie γδ

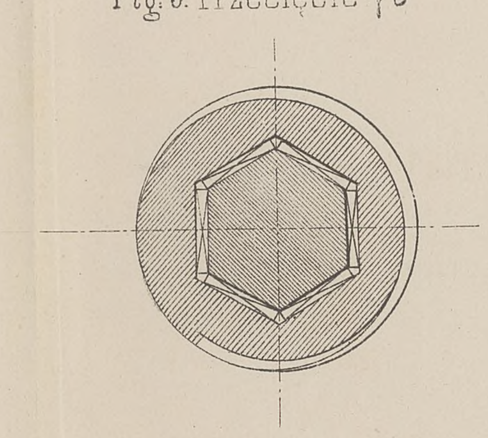


Fig. 7. Przecięcie μν

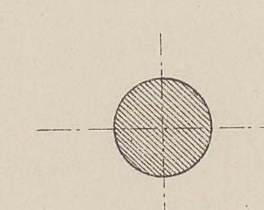
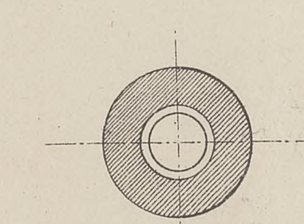


Fig. 8. Przecięcie αβ



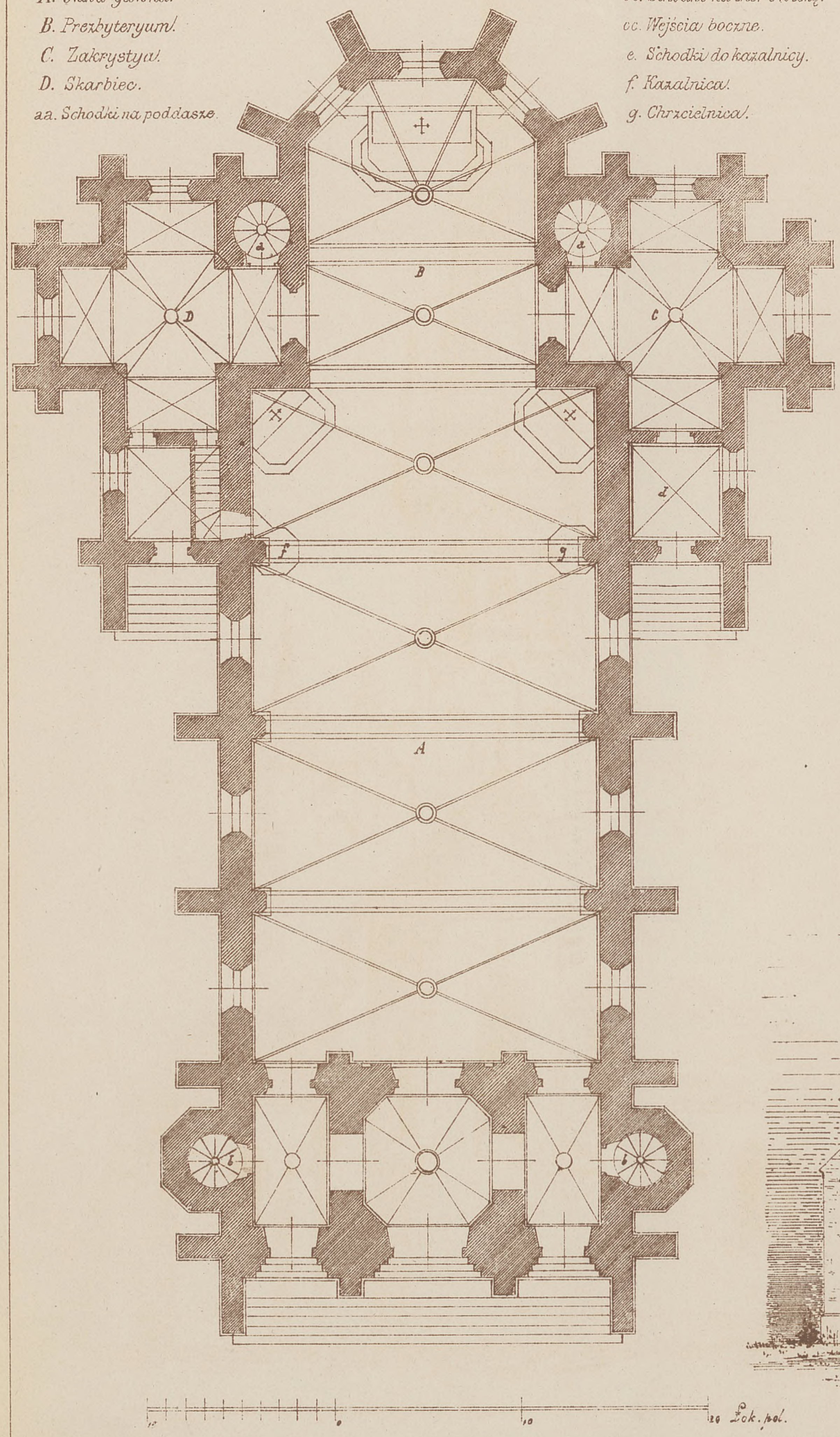
zys. A. Sokulski.

PROJEKT KOŚCIOŁA PARAFIALNEGO

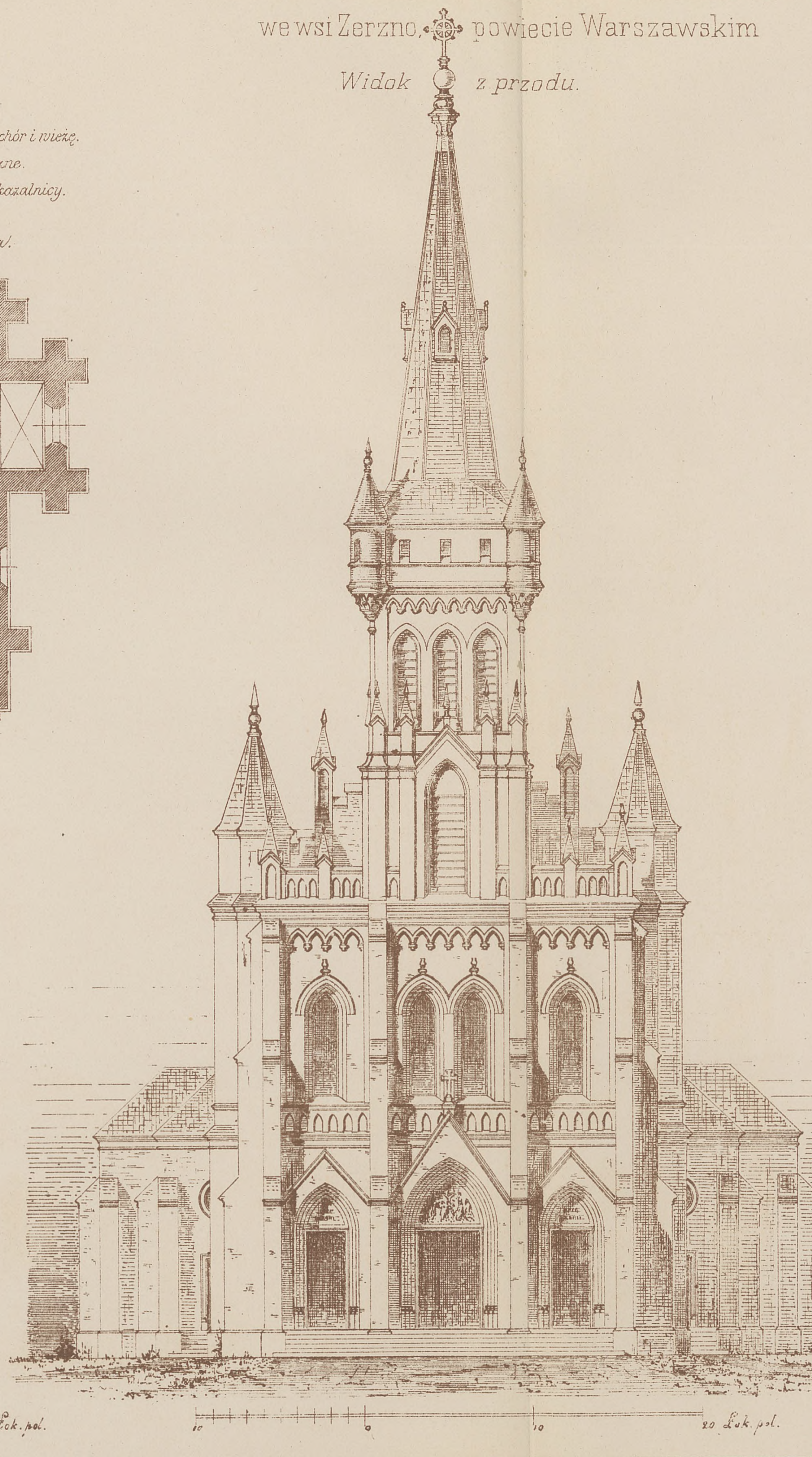
we wsi Zerzno, powiecie Warszawskim

Plan

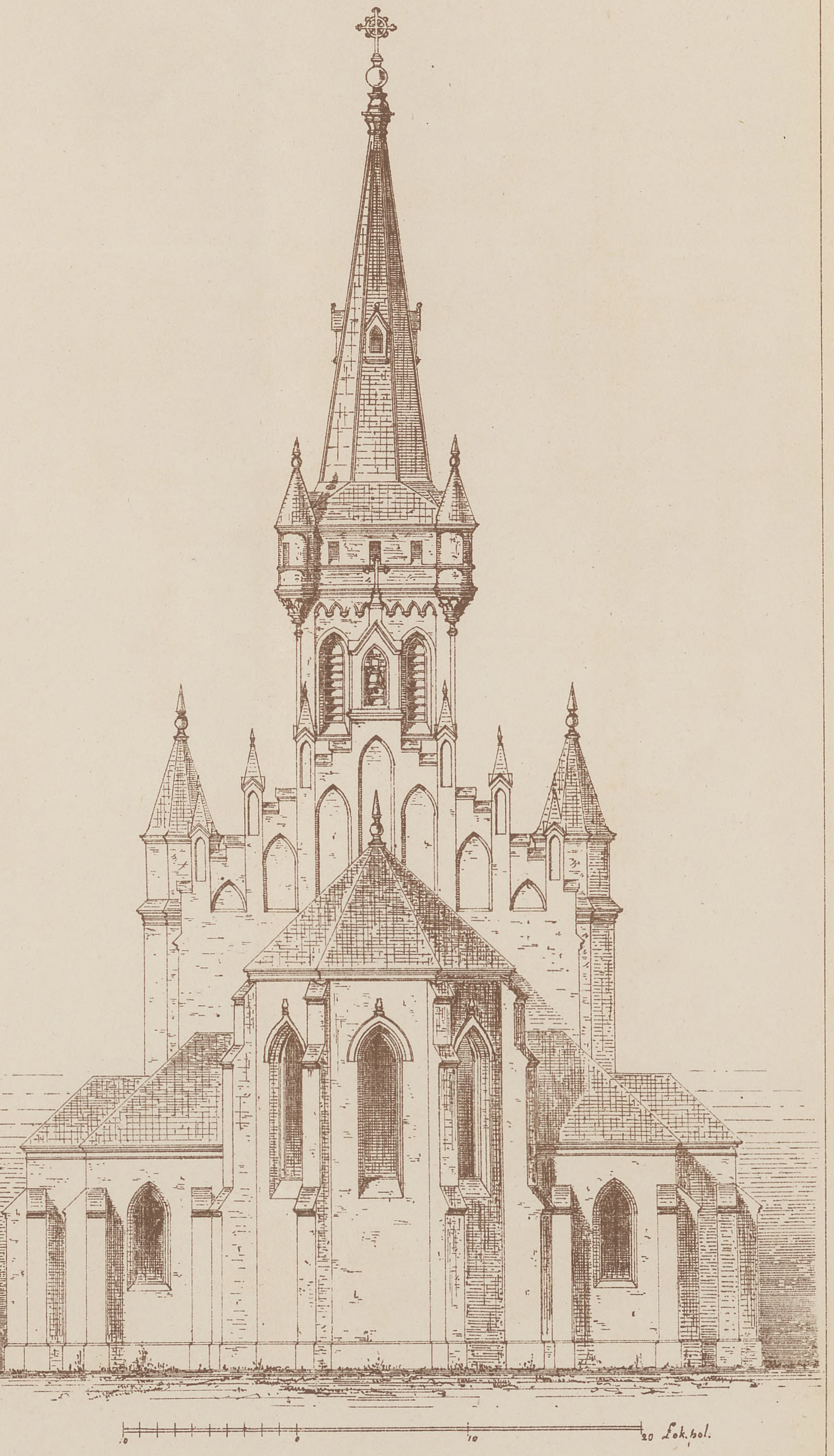
A. Nawa główna.
B. Prezbyteryum.
C. Zakrystya.
D. Skarbiec.
aa. Schodki na poddasze.
bb. Schodki na chór i wieżę.
cc. Wejścia boczne.
e. Schodki do kazalnicy.
f. Kazalnica.
g. Chrzcielnica.



Widok z przodu.



Widok z tyłu.



PROJEKT KOŚCIOŁA PARAFIALNEGO

we wsi Zerzno, pow: Warszawskim.

Widok boczny.



PROJEKT KOŚCIOŁA PARAFIALNEGO

we wsi Zerzno, pow. Warszawskim.

Przecięcie poprzeczne.



Przecięcie podłużne.



MASZYNY OBROTOWE systemu SĘKOWSKIEGO

MASZYNA OBROTOWA PAROWA Z ROZPRĘŻALNOŚCIĄ STAŁĄ I OSIĄ SPÓŁŚRODKOWĄ.

Fig. 9. Przecięcie podłużne JKLMNO

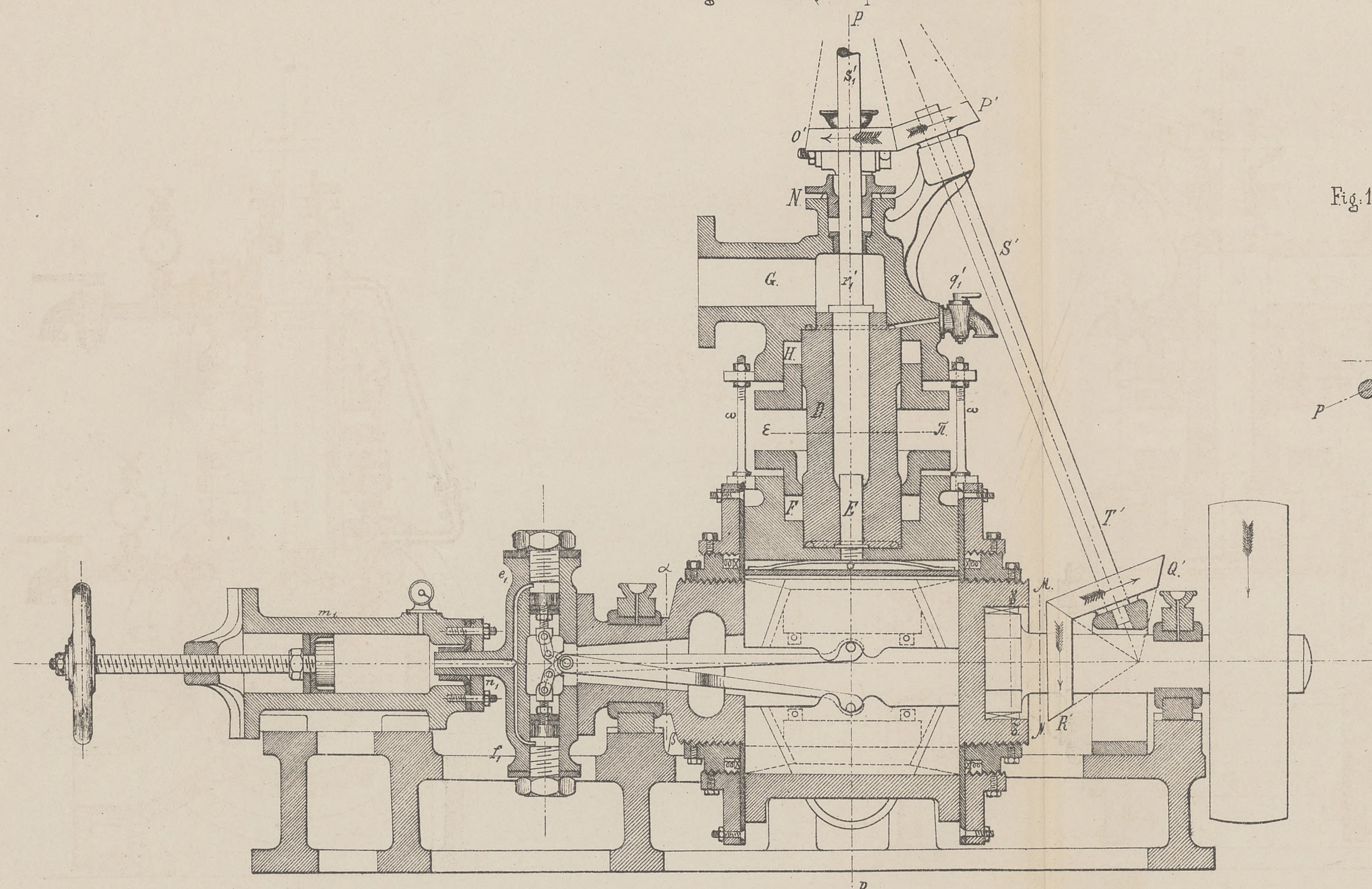


Fig. 11. Przecięcie poziome επ
przez rozdzielnik.

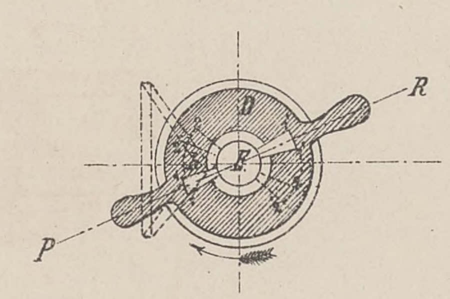
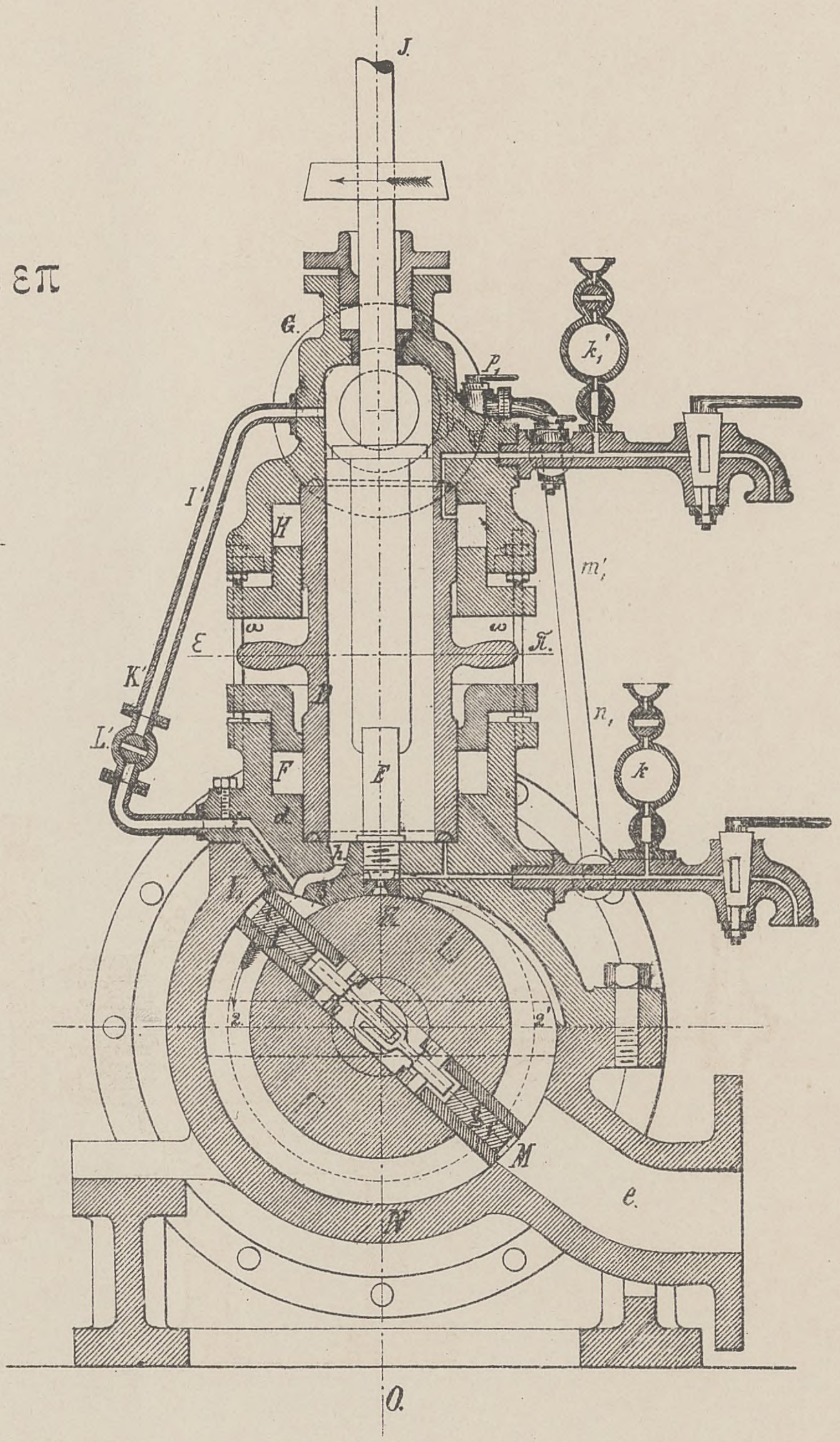


Fig. 10. Przecięcie poprzeczne P.R.



rys. A. Sokulski.

MASZYNY OBROTOWE systemu SĘKOWSKIEGO

Fig. 12. Przecięcie poprzeczne przez maszynę obrotową parową o pełnem ciśnieniu, oraz z rozprężalnością cząstkową i osią mimośrodkową.

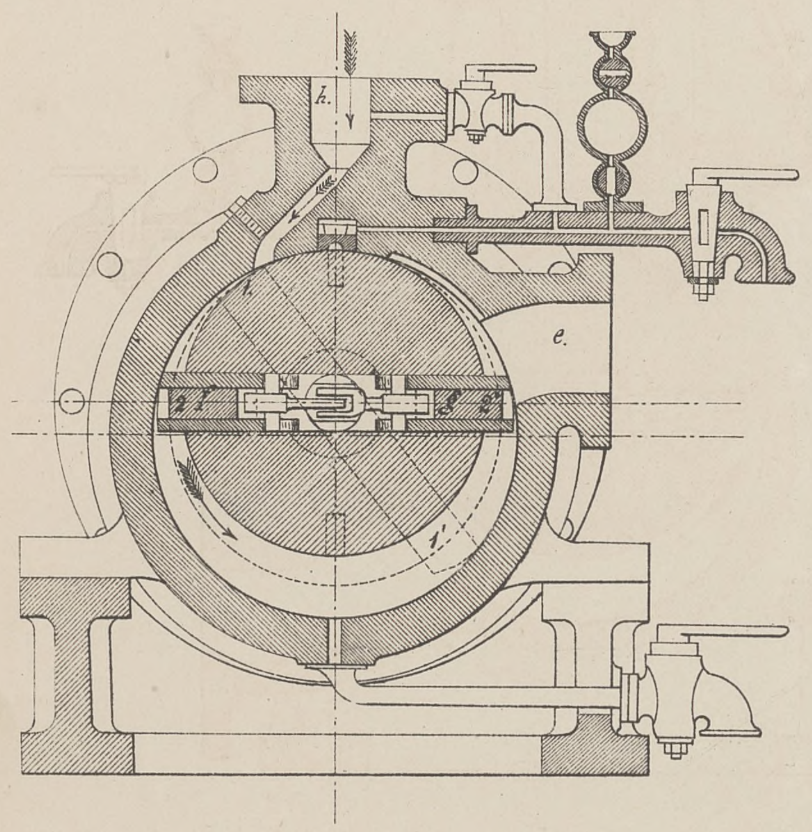


Fig. 13. Przecięcie poprzeczne przez maszynę obrotową parową z rozprężalnością stałą i osią mimośrodkową.

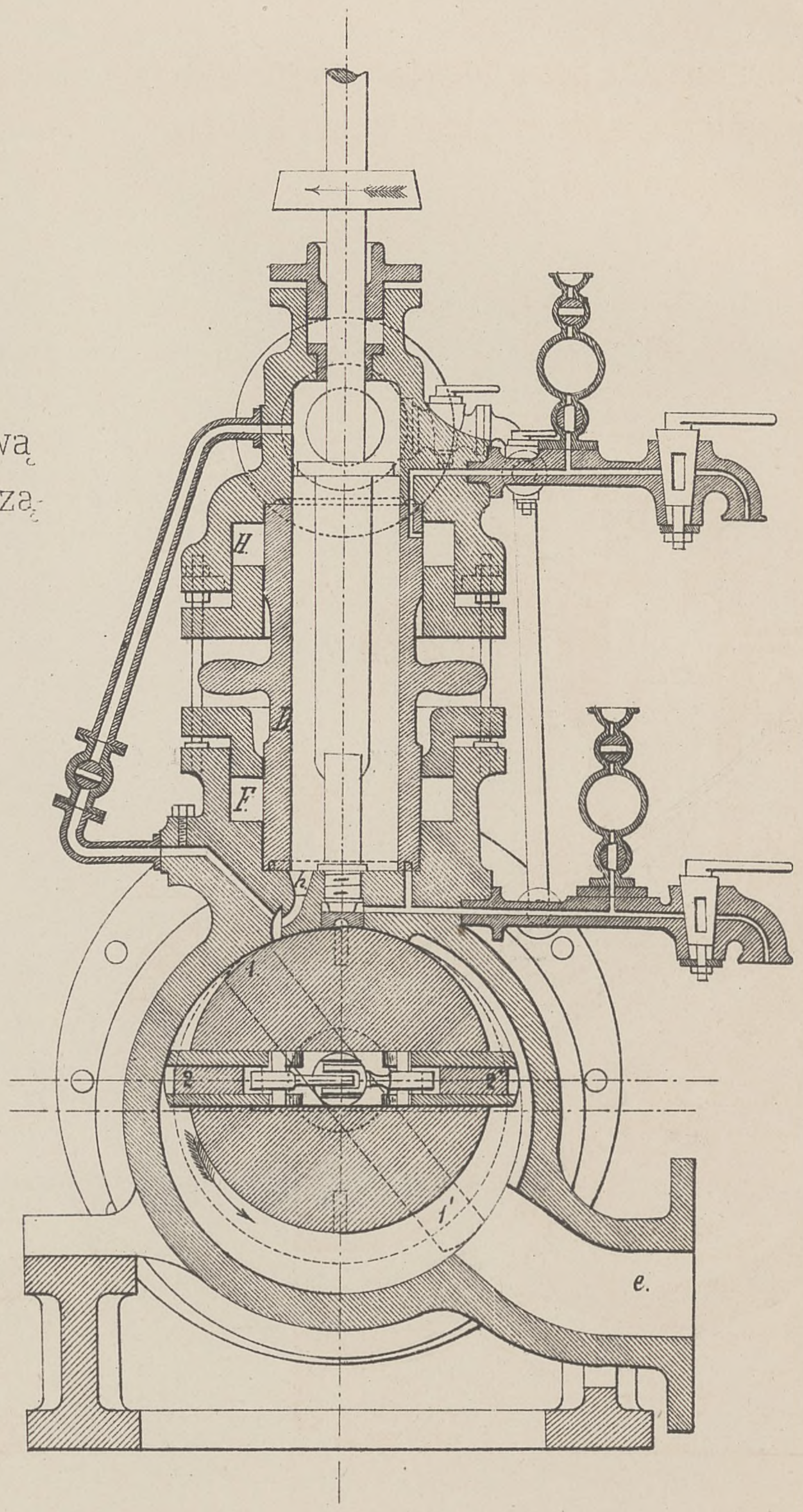


Fig. 14. Przecięcie poprzeczne przez maszynę obrotową o ściesnionem powietrzu z rozprężalnością stałą i osią spółśrodkową.

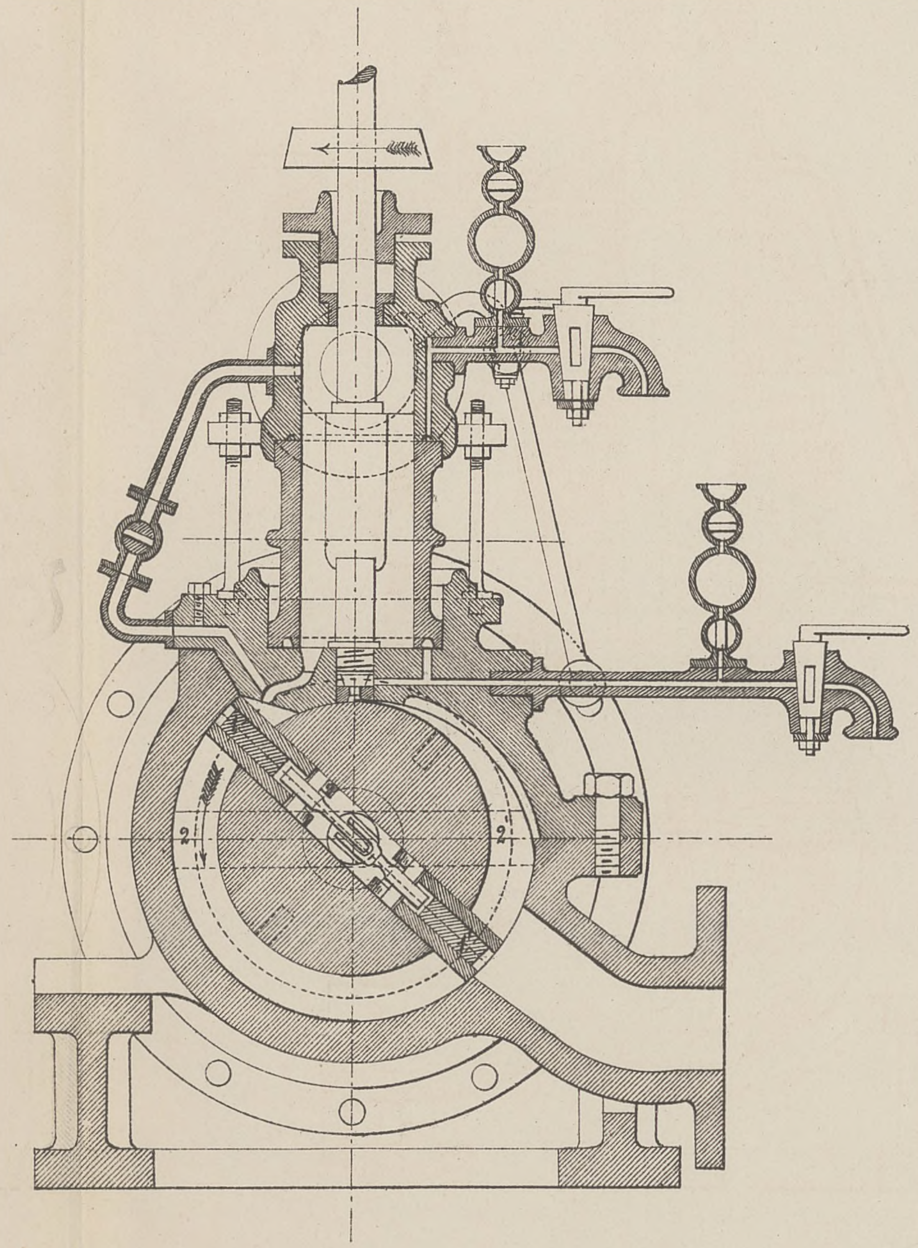
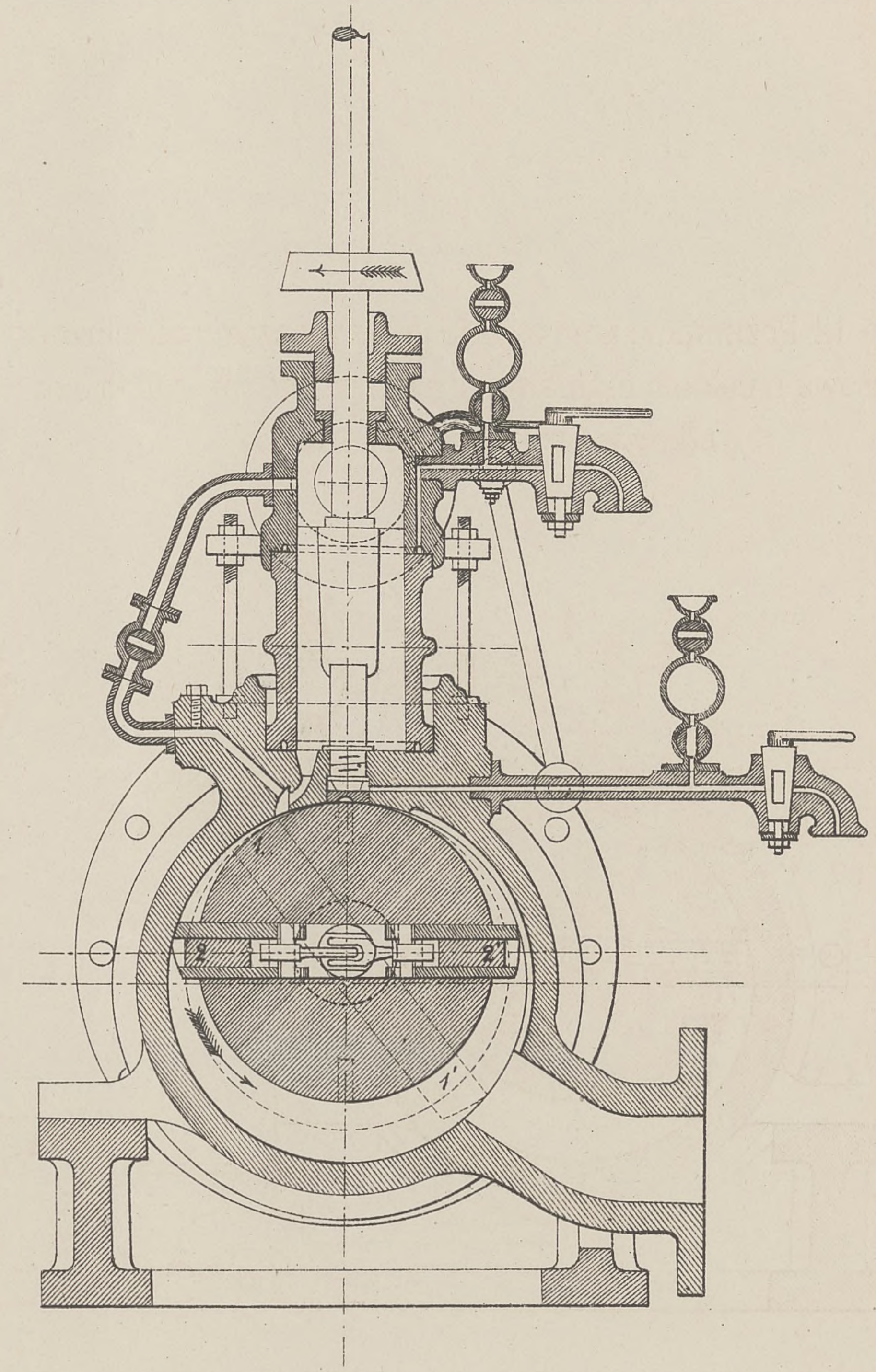
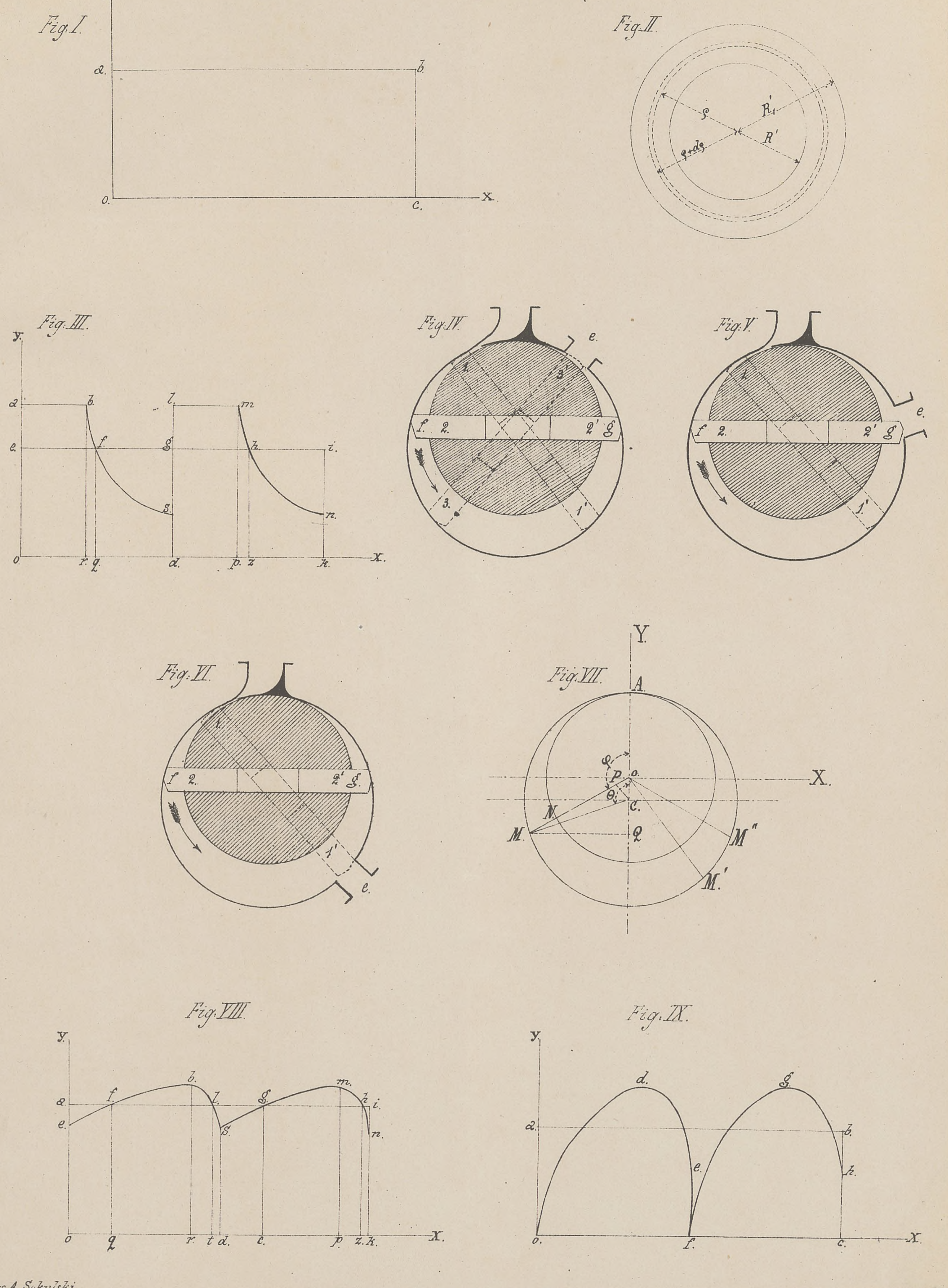


Fig. 15. Przecięcie poprzeczne przez maszynę obrotową o ściesnionem powietrzu, z rozprężalnością stałą i osią mimośrodkową.

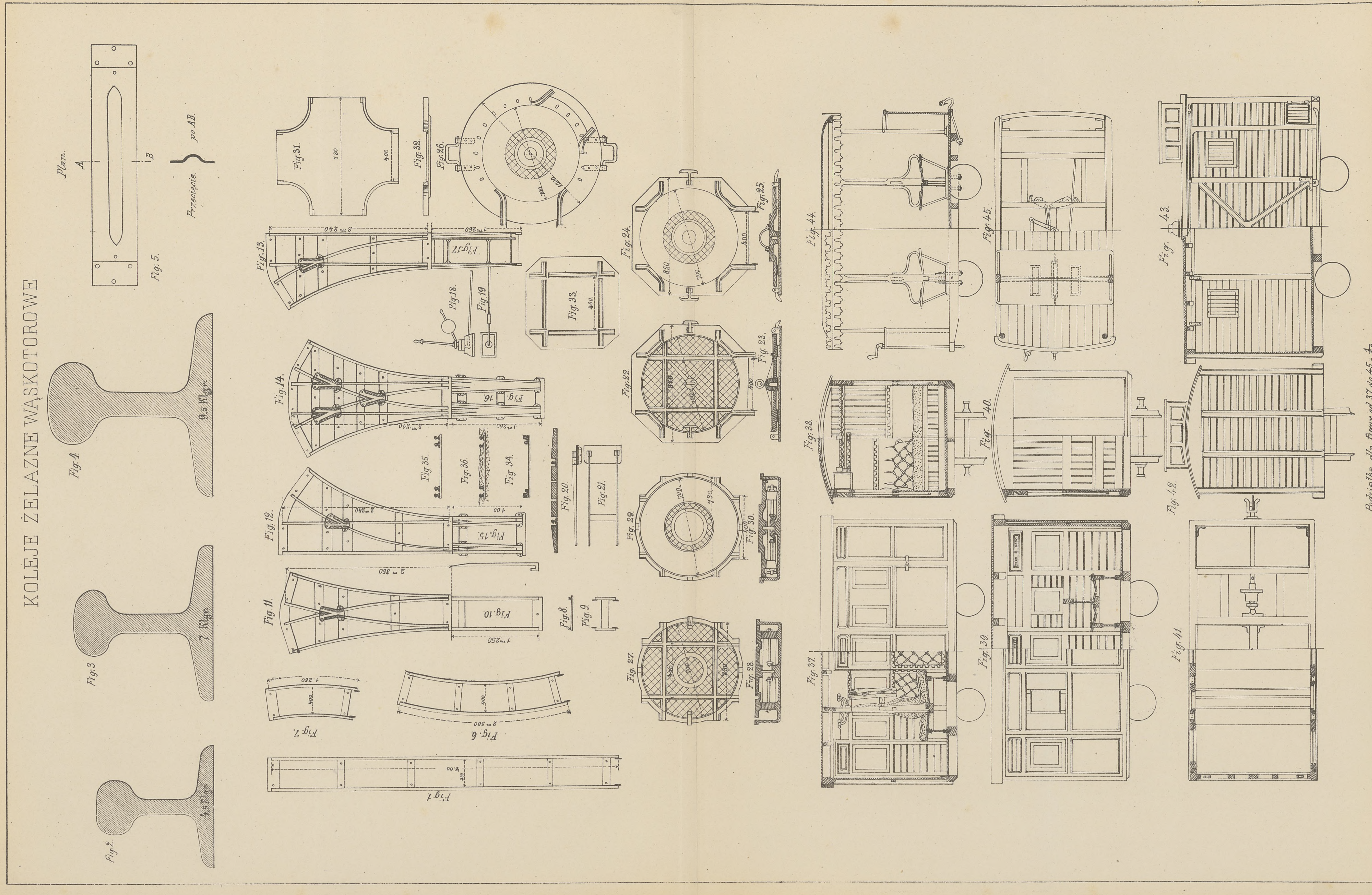


rys. A. Sokulski

MASZYNY OBROTOWE systemu SĘKOWSKIEGO



rys. A. Sokulski.



KOLEJE ŻELAZNE WĄSKOTOROWE.

Fig. 46.

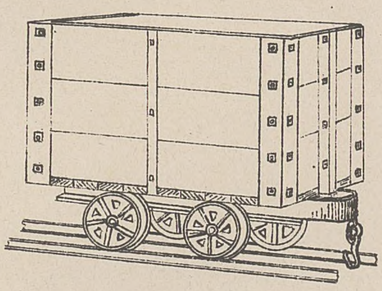


Fig. 47.

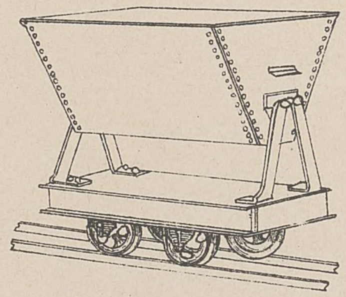


Fig. 51.

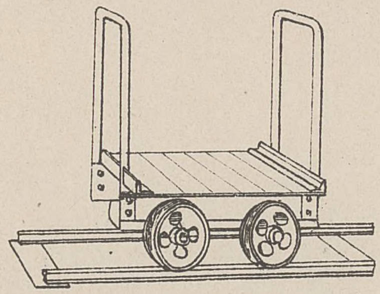


Fig. 48.

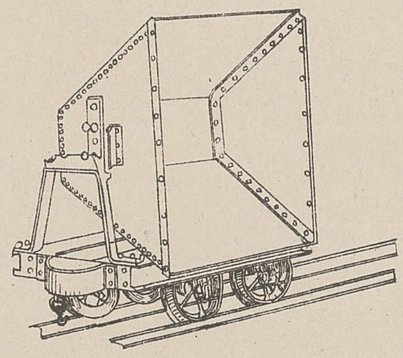


Fig. 49.

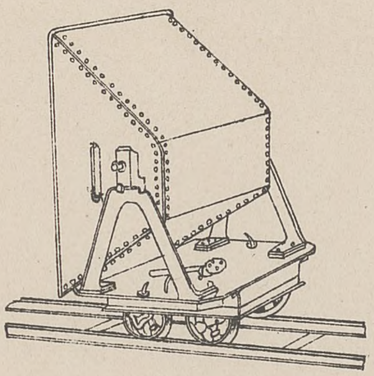


Fig. 50.

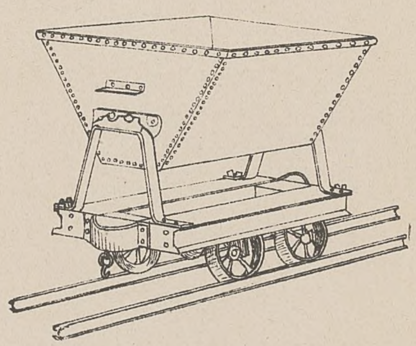


Fig. 52.

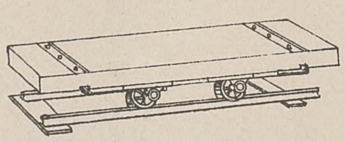
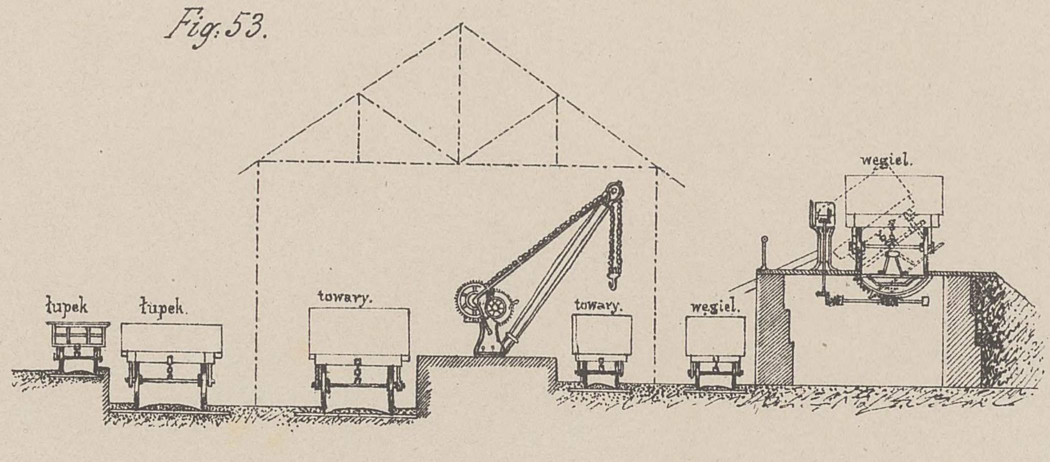


Fig. 53.



Rys. A. Sokulski.

REGULATORY

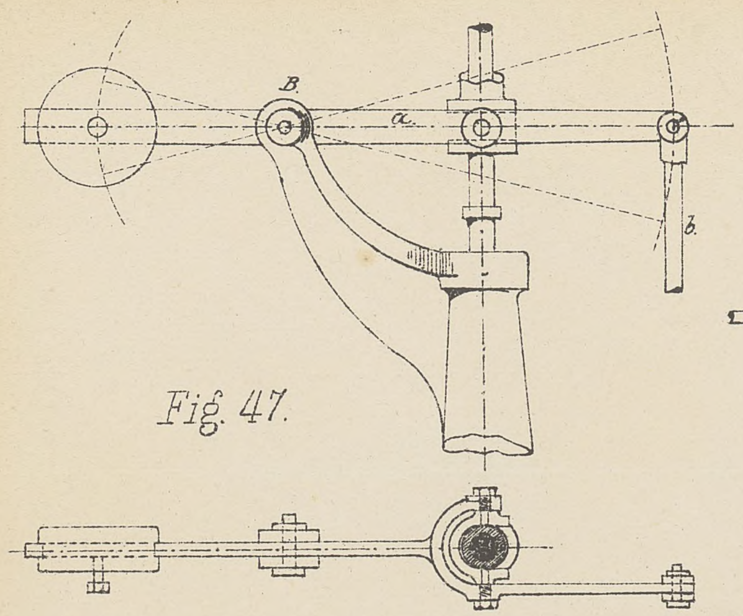


Fig. 47.

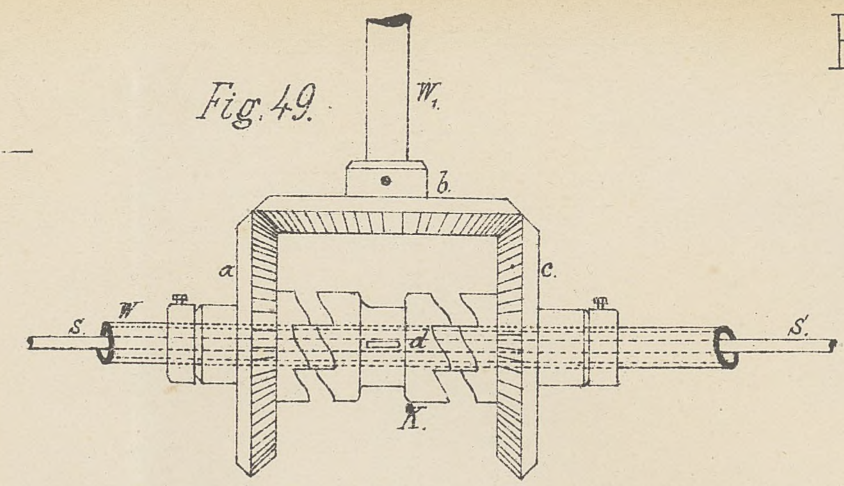


Fig. 49.

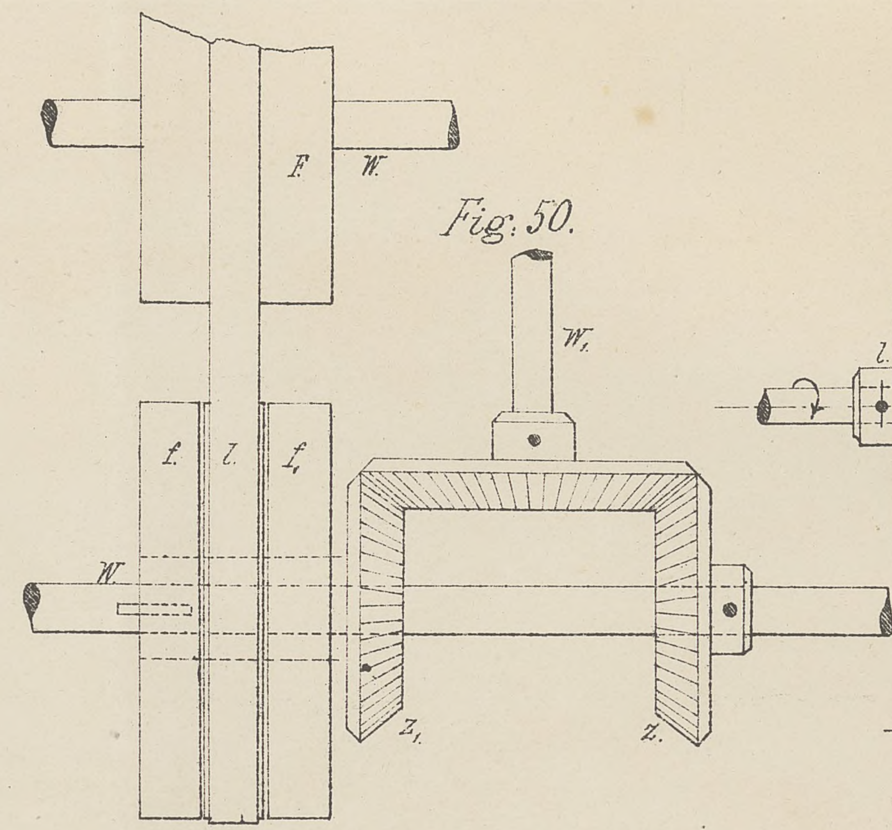


Fig. 50.

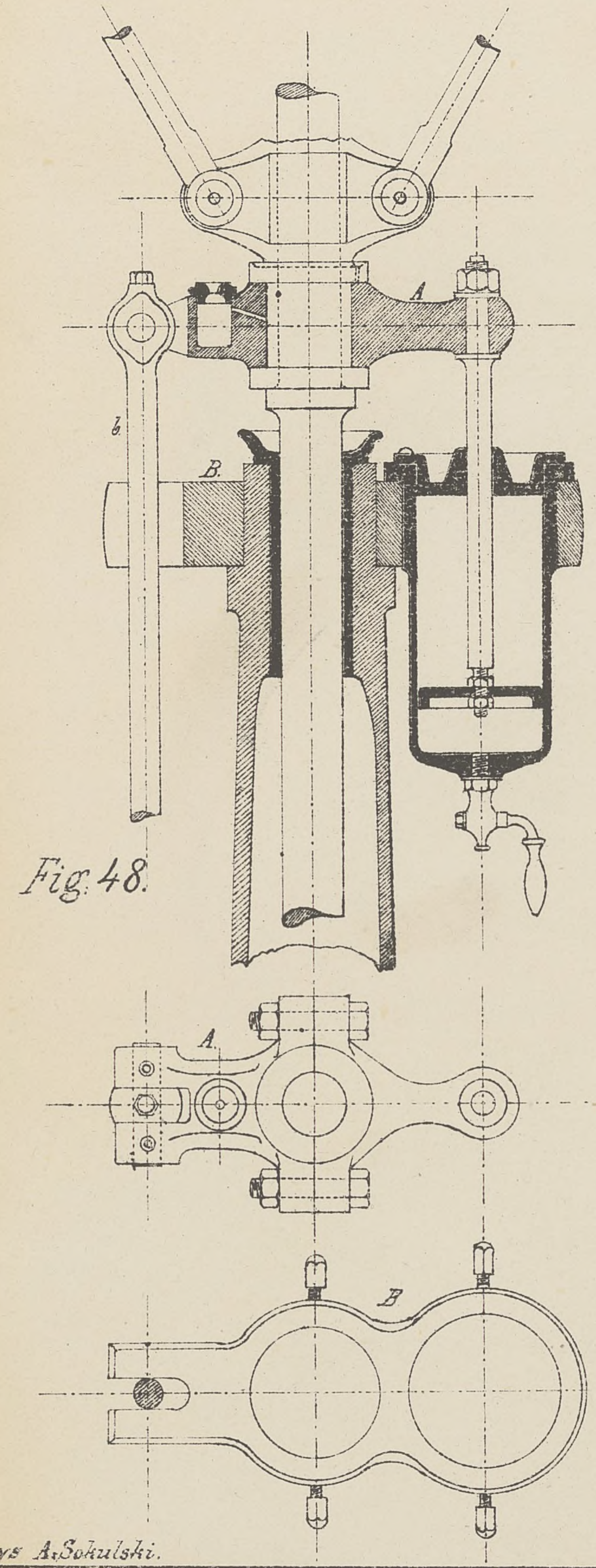


Fig. 48.

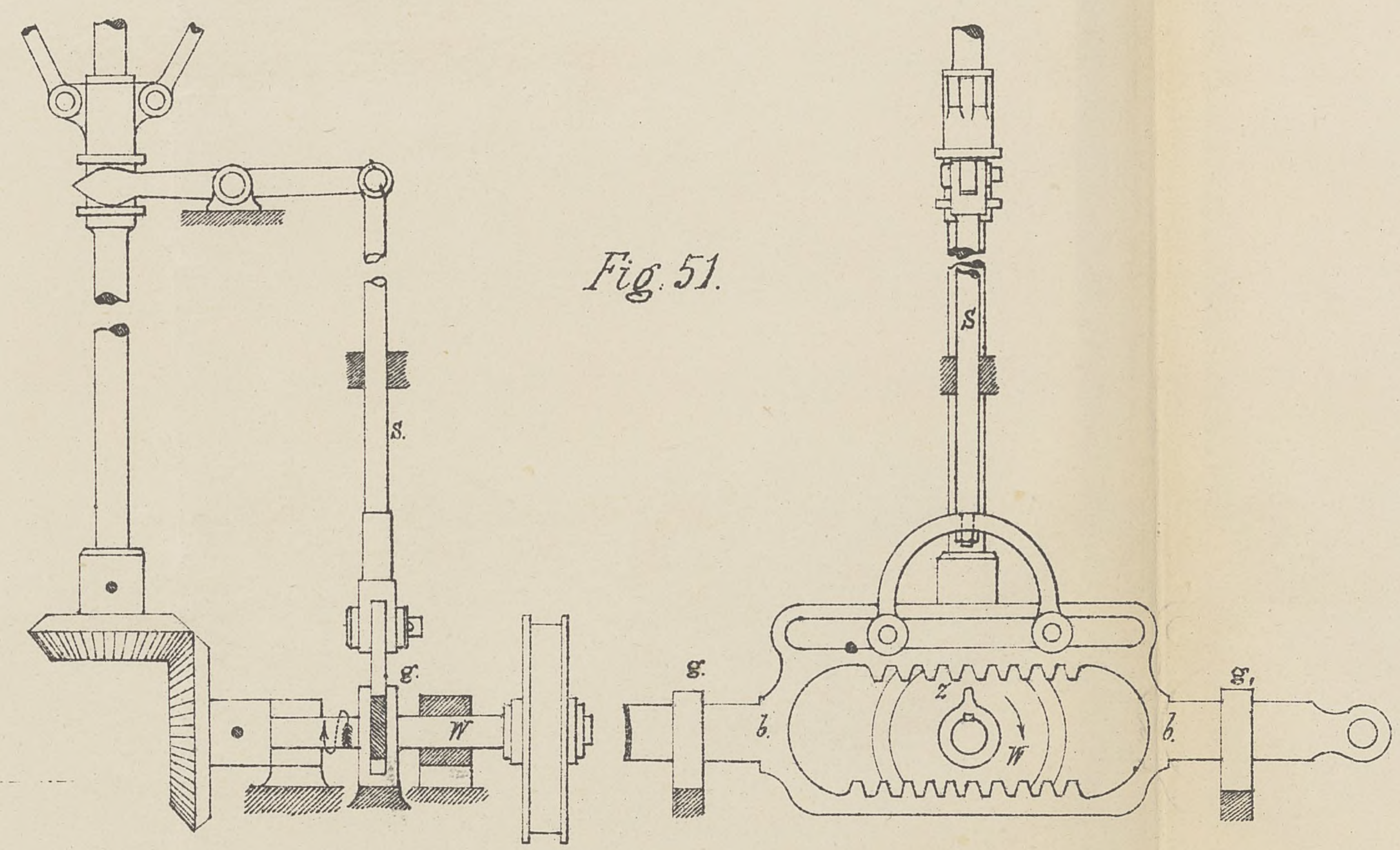


Fig. 51.

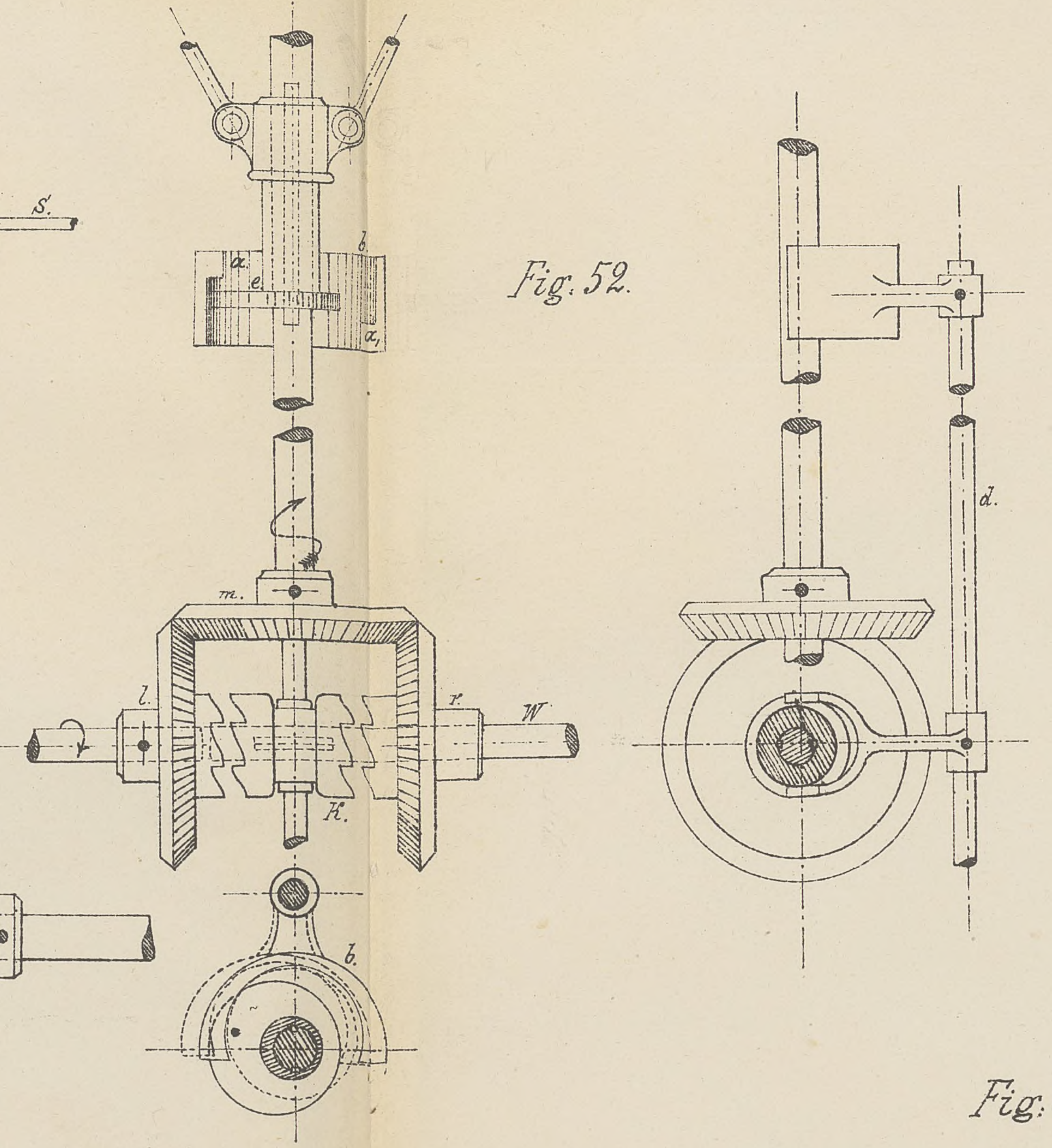


Fig. 52.

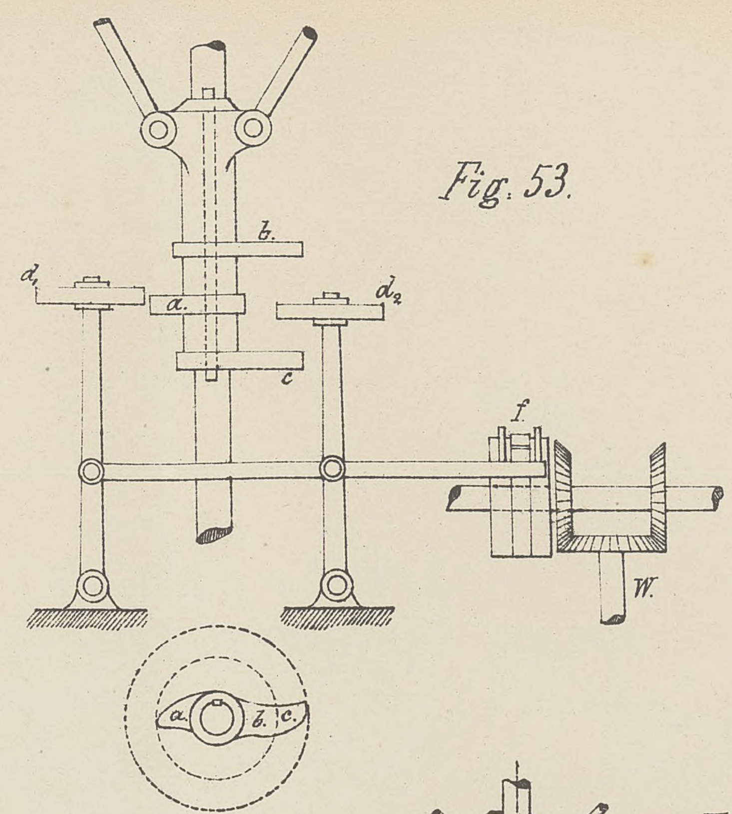


Fig. 53.

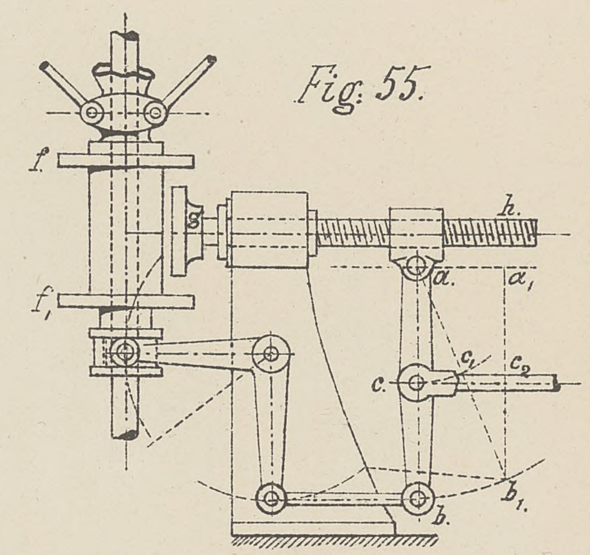


Fig. 55.

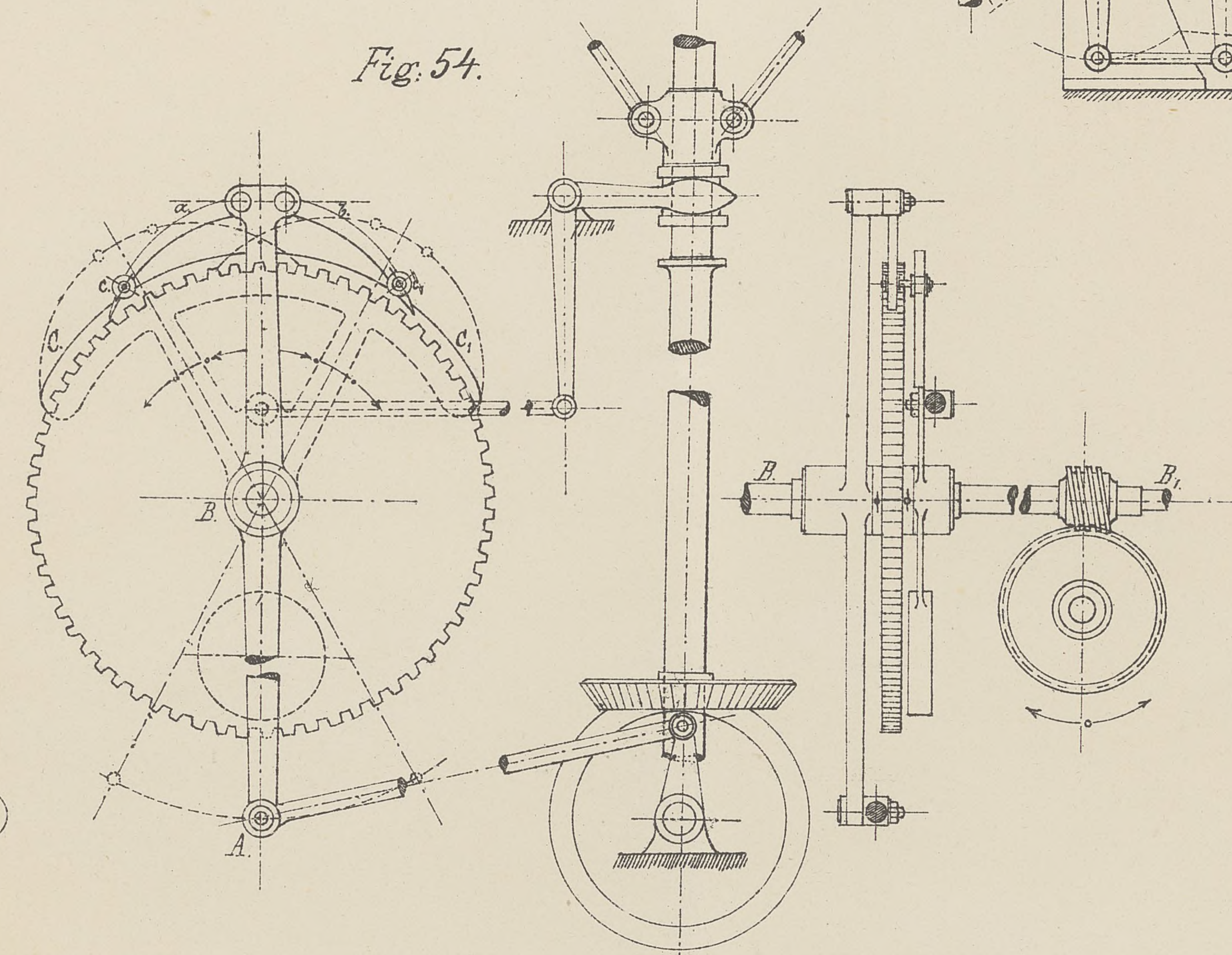


Fig. 54.

rys. A. Sokulski.

REGULATORY

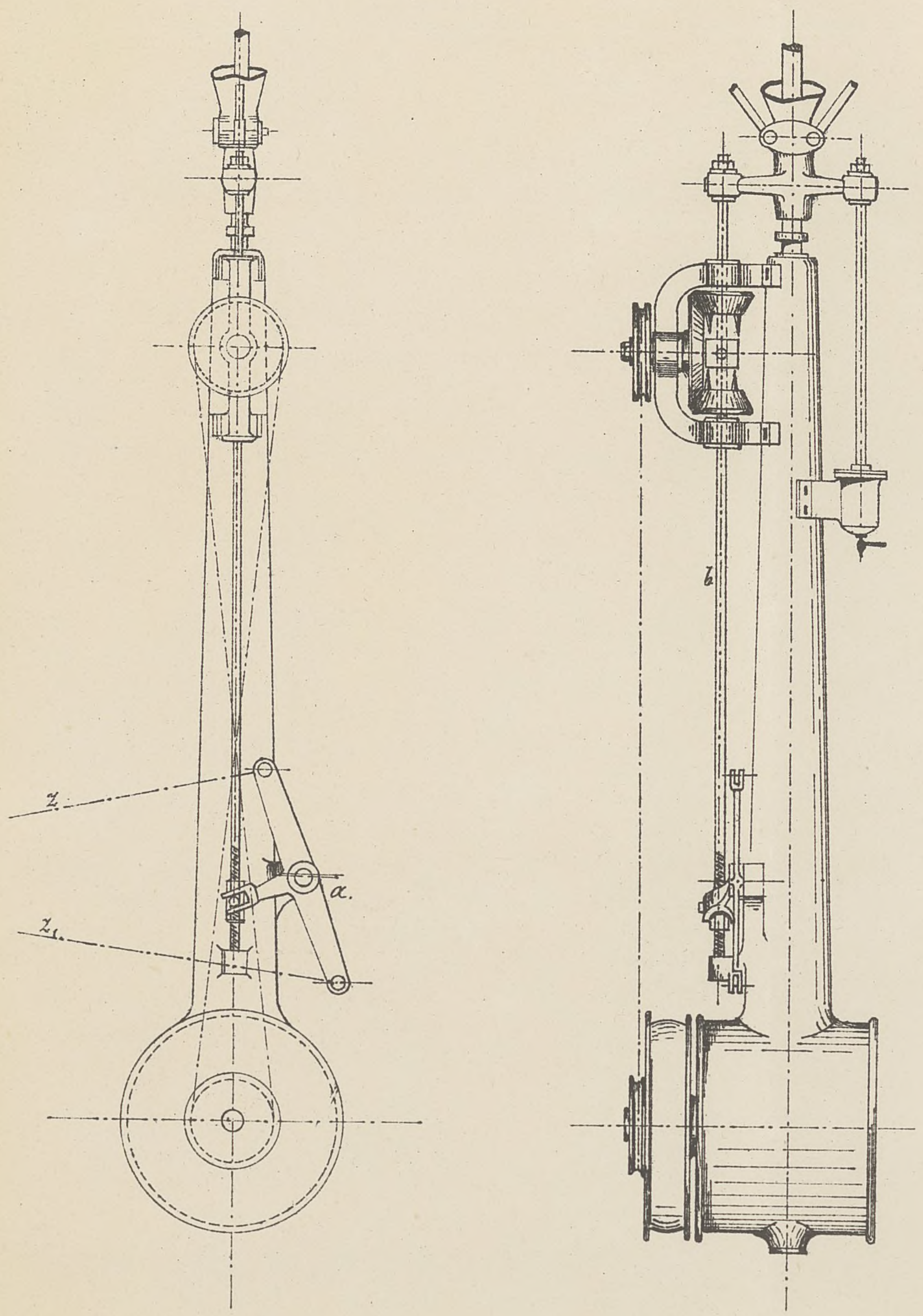


Fig. 56.

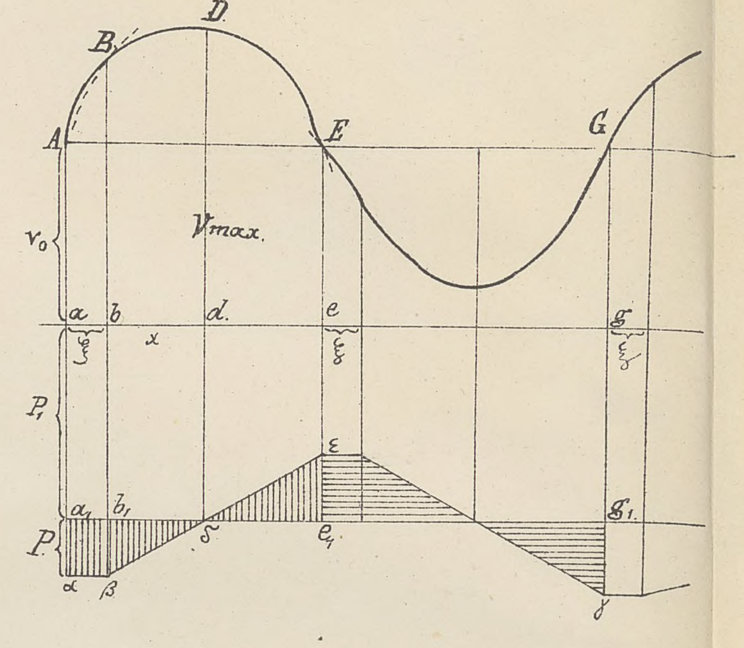


Fig. 58.

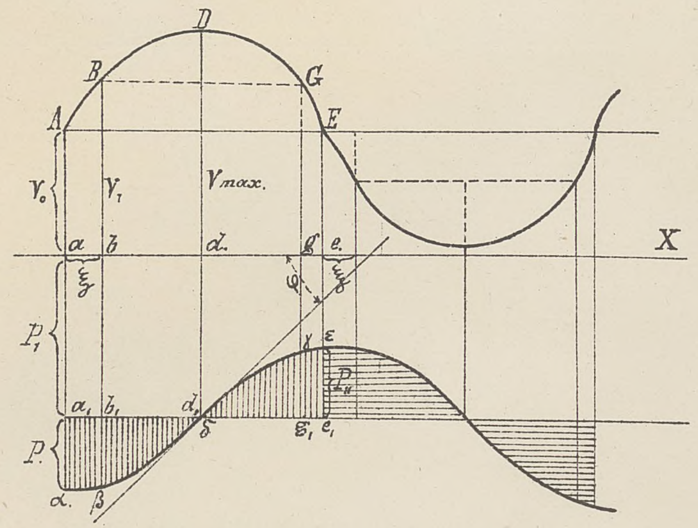


Fig. 60.

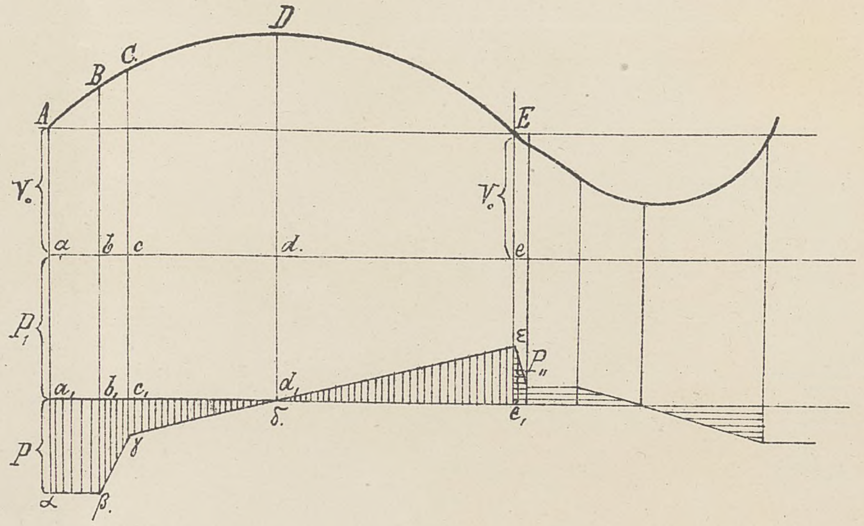


Fig. 62.

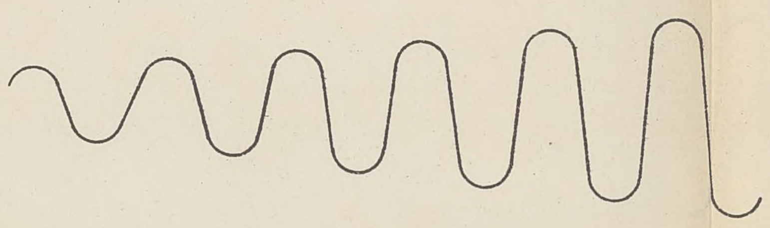


Fig. 59.

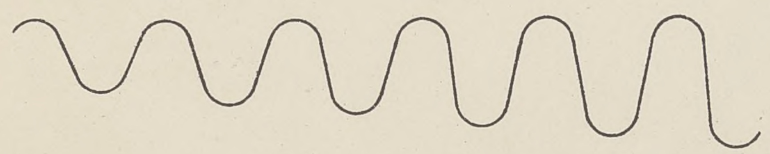


Fig. 61.

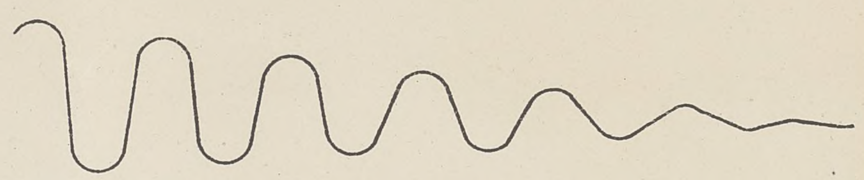


Fig. 63.

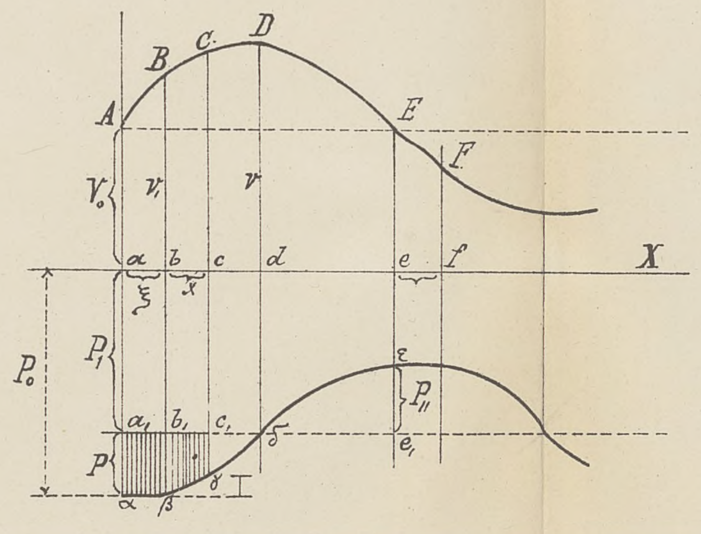


Fig. 57.

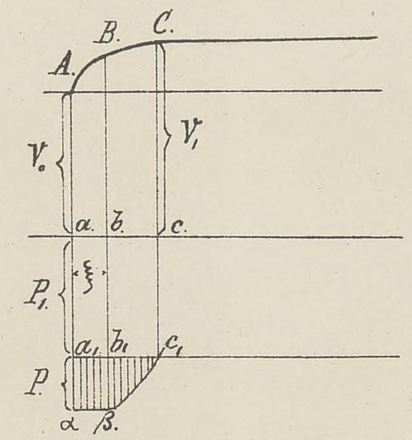
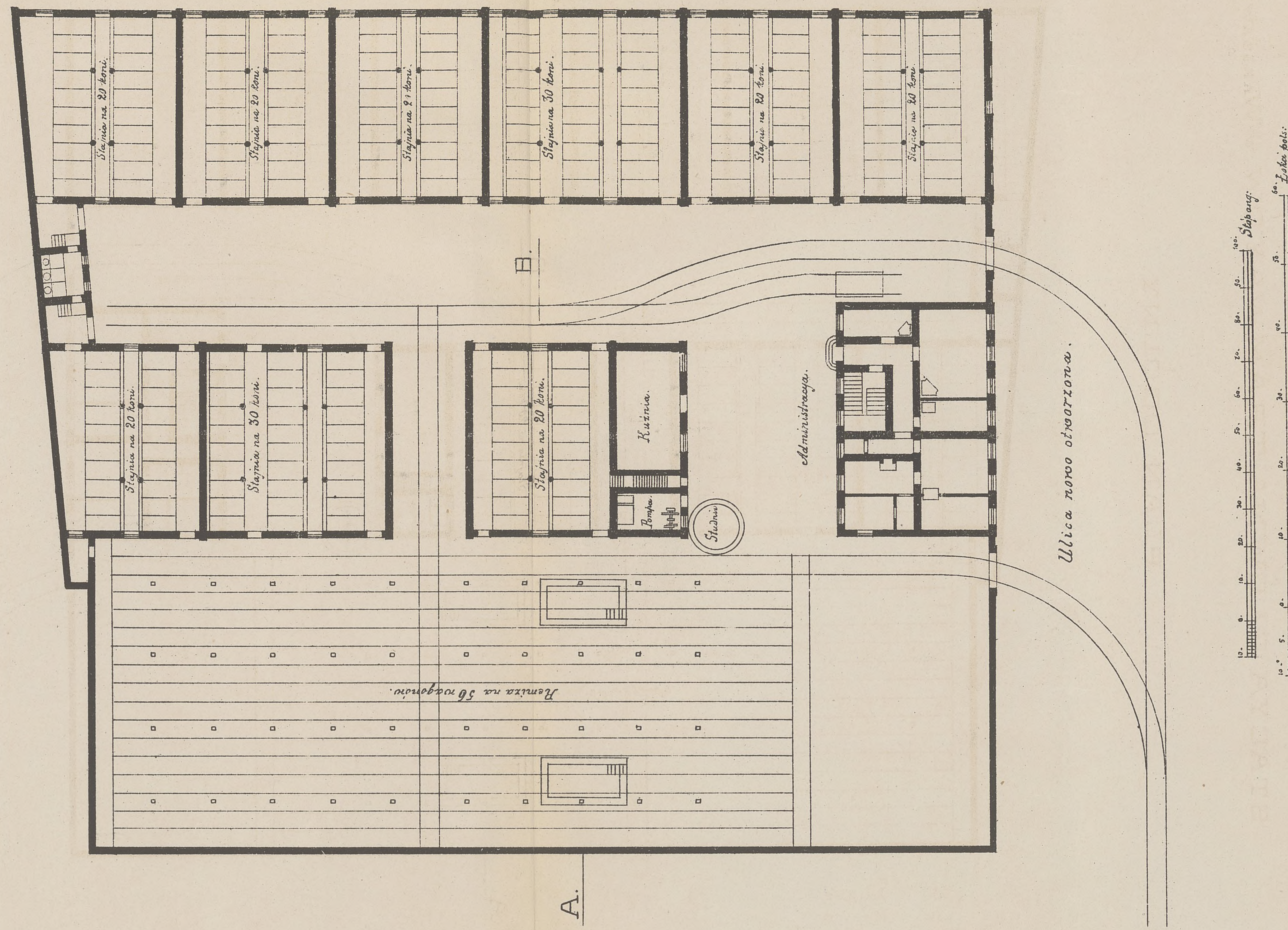


Fig. 64.

rys: A. Sokulski.

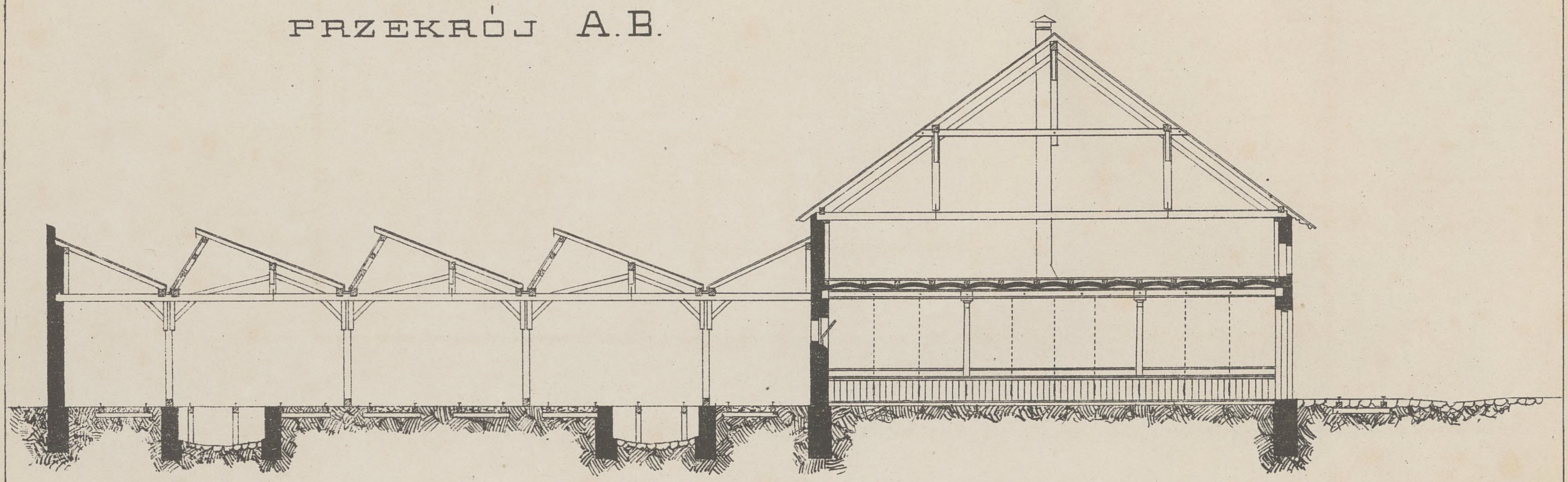
STACYA GŁÓWNA TRAMWAYÓW w WARSZAWIE.

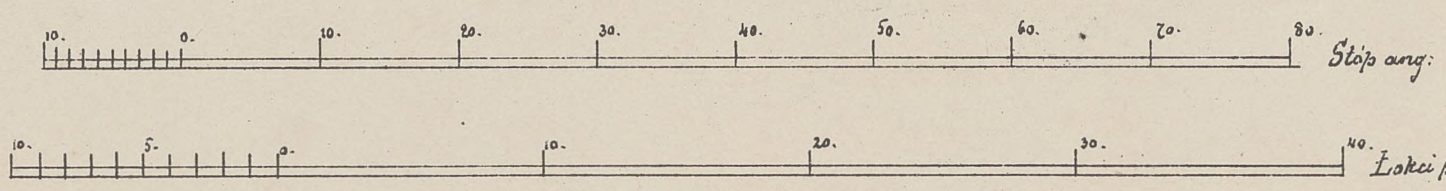
PLAN OGÓLNY.



STACYA GŁÓWNA TRAMWAYÓW w Warszawie.

PRZEKRÓJ A.B.





PRZEGLĄD TECHNICZNY Tom XIV Tab. XXIV